

VŠB – Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Institut Dopravy

Návrh úpravy sacích a výfukových kanálů spalovacího motoru

Design of Intake and Exhaust Ports Modification of Internal Combustion Engine

Student:

Bc. Martin Paleta

Vedoucí diplomové práce:

Ing. Pavel Dresler

Místo a rok:

Ostrava 2015

Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Martin Paleta**
Studijní program: N2301 Strojní inženýrství
Studijní obor: 2301T003 Dopravní technika a technologie
Specializace: 20 Silniční doprava
Téma: **Návrh úpravy sacích a výfukových kanálů spalovacího motoru**
Design of Intake and Exhaust Ports Modification of Internal Combustion Engine

Zásady pro vypracování:

1. Úvod
2. Zhodnocení současného stavu řešené problematiky
3. Teoretický rozbor vnitřní aerodynamiky spalovacího motoru
4. Analýza průtokových koeficientů sacích a výfukových kanálů
5. Návrh úpravy sacích a výfukových kanálů
6. Zhodnocení a doporučení
7. Závěr

Seznam doporučené odborné literatury:

1. MACEK, Jan. Spalovací motory. 2. vyd. Praha: České vysoké učení technické v Praze, 2012. 262 s. ISBN 978-80-01-05015-6.
2. HEYWOOD, John B. Internal combustion engine fundamentals. New York: McGraw-Hill, c1988, xxix, 930 p., [2] p. of plates. ISBN 00-702-8637-X.
3. PÍŠTĚK, Václav a Josef ŠTĚTINA. Výpočetní metody ve stavbě spalovacích motorů: Určeno pro posl. fak. strojní. Vyd. 1. Brno: VUT, 1991, 129 s. Učební texty vysokých škol. ISBN 80-214-0368-3.
4. KOZUBKOVÁ, Milada. Modelování proudění tekutin. V Ostravě: Vysoká škola báňská – Technická Univerzita, 2008. 140s.

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí diplomové práce: **Ing. Pavel Dresler**

Datum zadání: 13.12.2014

Datum odevzdání: 18.05.2015



doc. Ing. Aleš Slíva, Ph.D.
vedoucí katedry

doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

Poděkování: Chtěl bych hlavně poděkovat Ing. Pavlu Dreslerovi za konzultace a velmi pozitivní a vstřícný přístup při řešení problémů u této diplomové práce. Poděkování také patří kolegům za rady a pomoc při modelování.

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením konzultanta a vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě 1.10.2015

.....

Podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- беру на вѣдомі, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že diplomová práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- беру на вѣдомі, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě 1.10.2015



Podpis studenta

Anotace diplomové práce

Název práce: Návrh úpravy sacích a výfukových kanálů spalovacího motoru
Autor: Bc. Martin Paleta
Katedra: 342 – Institut dopravy
Vedoucí bakalářské práce: Ing. Pavel Dresler, Institut dopravy Strojní fakulty VŠB – Technické univerzity v Ostravě

Diplomová práce se zabývá návrhem a úpravou sacích a výfukových kanálů spalovacího motoru. V první části je popsána historie a funkce spalovacího motoru. Poté je popsána vnitřní aerodynamika spalovacího motoru. V další kapitole je provedena analýza proudění a také jsou analyzovány průtokové koeficienty sacích a výfukových kanálů. Hlavní část obsahuje úpravu skenovaných modelů, dále modelování sacích a výfukových kanálů a samotnou analýzu proudění. Poté následuje vyhodnocení proudění a návrh úprav sacích a výfukových kanálů.

Klíčová slova: Sací a výfukové kanály, GOM Inspect, Creo Parametric 1.0, Star-CCM+, spalovací motor, počítačové modely kanálů, matematické modelování, analýza proudění.

Annotation of thesis

Title: Design of Intake and Exhaust Ports Modification of Internal Combustion Engine

Author: Bc. Martin Paleta

Department: 342 - Institute of transport

Supervisor: Ing. Pavel Dresler, Institute of transport, Faculty of Mechanical Engineering VŠB – Technical University of Ostrava

This master's thesis deals with design of intake and exhaust ports modification of internal combustion engine. The first part describes history and theoretical basis of the principle functions of internal combustion engine. Then is described internal combustion engine aerodynamics. In the next chapter is made analysis of flow and flow coefficients of intake and exhaust ports are analyzed. The main part contains a adjustment of the scanned models, then modeling intake and exhaust ports and flow analysis. Followed by evaluation of flow and design of modifications of the intake and exhaust ports.

Keywords: Intake and Exhaust Ports, GOM Inspect, Creo Parametric 1.0, Star-CCM+, combustion engine, computer models of ports, mathematical modeling, flow analysis.

Obsah

1	ÚVOD	11
2	Zhodnocení současného stavu řešené problematiky	12
2.1	Pístové spalovací motory	12
2.1.1	Dělení spalovacích motorů	13
2.1.2	Princip funkce	17
2.1.3	Výměna náplně	18
2.1.4	Účinnosti spalovacích motorů	23
2.2	Specifikace motoru	25
3	Teoretický rozbor vnitřní aerodynamiky spalovacího motoru	26
3.1	Geometrie kanálů	27
3.1.1	Přímý kanál	27
3.1.2	Tangenciální kanál	28
3.1.3	Šroubový kanál	29
3.2	Základní pohyby náplně válce	30
4	Analýza průtokových koeficientů sacích a výfukových kanálů	32
4.1	Průtokový součinitel	32
4.2	Vírové vlastnosti kanálu	34
4.2.1	Vírové číslo	35
4.2.2	Vírový součinitel	36
4.3	Hydraulický odpor kanálu	37
4.4	Teorie matematického modelování proudění	38
4.4.1	Metody matematického modelování turbulentního proudění	39
	Metoda časového středování	40
	Boussinesquova hypotéza o turbulentní viskozitě	41
	Statistické modely turbulence	42
	Dvourovnicový k- ϵ model	42
	Stěnová funkce	43
4.5	Příprava CAD dat	44
4.5.1	Úprava skenovaných modelů	45
4.5.2	CAD Modely	46
	Sací a výfukové ventily	46
	Spalovací komora	47
	Sací a výfukový kanál	47
	Sestava modelu	48

4.6	CFD Simulace	50
4.6.1	Import modelu.....	51
4.6.2	Úprava modelu.....	51
4.6.3	Sít' modelu	52
4.6.4	Fyzikální vlastnosti	53
4.6.5	Další nastavení	53
4.6.6	Simulace proudění	54
	Sací část	54
	Výfuková část	56
	Průtokový koeficient.....	58
4.7	Hodnocení simulace	60
5	Návrh úpravy sacích a výfukových kanálů	60
6	Zhodnocení a doporučení	61
7	Závěr	62
	Zdroje	63

Seznam použitých zkratk, výrazů a symbolů

Zkratky a výrazy	Význam	
LPG (Liquefied Petroleum Gas)	Zkapalněný ropný plyn, druh paliva	
CNG (Compressed Natural Gas)	Stlačený zemní plyn, druh paliva	
OHV (Over Head Valve)	Ventilový rozvod s vačkovým hřídelem v bloku motoru	
OHC (Over Head Camshaft)	Ventilový rozvod s vačkovým hřídelem v hlavě válců	
DOHC (Double OHC)	Ventilový rozvod s dvěma vačkovými hřídeli v hlavě válců	
SV (Side Valve)	Ventilový rozvod s ventilem na boku válce	
F	Jeden ventil na boku válce, druhý v hlavě válců	
HÚ (Horní úvrať)	Horní úvrať pístu spalovacího motoru	
DÚ (Dolní úvrať)	Dolní úvrať pístu spalovacího motoru	
SO	Sání otevírá	
SZ	Sání zavírá	
VO	Výfuk otevírá	
VZ	Výfuk zavírá	
VANOS (Double-VANOS)	Variabilní časování ventilů od firmy BMW	
VTEC	Variabilní časování spojené s variabilním zdvihem obou ventilů od firmy Honda	
VarioRam	Variabilní sání od firmy Porsche	
Symbols	Význam	Jednotka
d_s	Průměr sacího kanálu	[mm]
H_u	Výhřevnost paliva	[J.kg ⁻¹]
k_{VF}	Opravný součinitel pro vysokotlakou fázi	[1]
k_v	Objemový součinitel	[1]
L_t	Teoretické množství vzduchu potřebné k dokonalému spálení 1kg paliva	[kg.kg ⁻¹]
m_{pe}	Měrná spotřeba paliva	[kg.kW ⁻¹ .h ⁻¹]
m_p	Hmotnost paliva	[kg]
m_s	Skutečná hmotnost směsi	[kg]
m_{ts}	Teoretická hmotnost směsi	[kg]
m_v	Hmotnost vzduchu	[kg]
m_{skut}	Protékající množství pracovní látky	[kg]
m_{teor}	Teoretické množství protékající pracovní látky	[kg]
M_t	Moment motoru	[N.m]
n	Otáčky motoru	[m.s ⁻¹]
n_i	Jmenovité otáčky	[m.s ⁻¹]
P_e	Efektivní výkon	[Kw]

P_i	Indikovaný výkon	[Kw]
$Q_{\text{NEDOK HOŘ.}}$	Ztráty chemické energie z paliva	[J]
Q_{ODV}	Odvod tepla z ideálního pracovního oběhu	[J]
$Q_{\text{ZTR-TEP}}$	Ztráty tepelné energie z využitelného tepla	[J]
$Q_{\text{ZTR-MECH}}$	Ztráty mechanické energie v motoru	[J]
Q_d	Dodané teplo	[J]
u_i	i-tá složka rychlosti	[m.s ⁻¹]
\bar{u}_i	i-tá složka střední rychlosti	[m.s ⁻¹]
u'_i	i-tá složka flukтуаční rychlosti	[m.s ⁻¹]
V_Z	Zdvihový objem	[cm ³]
V_C	Průtokový objem	[kg.s ⁻¹]
\dot{V}	Objemový tok tekutiny vstupním průřezem	[kg.s ⁻¹]
w_{teor}	Teoretická rychlost průtoku	[m.s ⁻¹]
w_t	Tangenciální rychlost ve vstupním průřezu	[m.s ⁻¹]
w_c	Tangenciální rychlost na rotačním anemometru	[m.s ⁻¹]
Z	Zdvih motoru	[m]
η_H	Chemická účinnost	[1]
η_t	Tepelná účinnost	[1]
η_m	Mechanická účinnost	[1]
ϵ_k	Kompresní poměr	[1]
κ	Poissonova konstanta	[1]
ρ	Hustota směsi	[kg.m ⁻³]
τ	Taktnost motoru	[1]
λ	Součinitel přebytku vzduchu	[1]
ϵ	Součinitel kontrakce	[1]
ϕ	Rychlostní součinitel	[1]
ξ	Obecná proměnná	[1]
$\overline{\xi'\psi'}$	Korelační moment flukтуаčních složek	[1]
μ_t	Turbulentní viskozita	[Pa.s]

1 ÚVOD

Automobily se postupem času staly nedílnou součástí každodenního života většiny z nás, nejrozšířenější pohonnou jednotkou v nich jsou spalovací motory, které jsou čím dál výkonnější, zároveň ale úspornější. V mé diplomové práci se budu věnovat analýze průtokových koeficientů a následně návrhu úpravy sacích a výfukových kanálů.

První pokusy o samohybný vůz se zrodily ve Francii na konci 18. století, Nicolas Joseph Cugnot sestrojil vůz s parním pohonem, byl však moc těžký, o jeho prvenství se ale vedou spory. Od začátku 19. století se začaly objevovat nové druhy vozidel využívající jiný pohon, od stlačeného vzduchu, přes raketový vůz, poháněný zapáleným střelným prachem až po první elektromobil, to se psal rok 1835. Nicolaus August Otto vyvinul mezi léty 1862-1866 první čtyřdobý zážehový motor, který si později nechal patentovat. Další patent, tentokrát na motor spalující naftu, získal Rudolf Diesel roku 1892, první funkční prototyp sestrojil až o 5 let později

29.1.1886, toto datum je považováno za zrod automobilu tak jak jej známe dnes. Karl Benz podal na patentový úřad přihlášku na svůj "Patent Motorwagen", tento spis DRP 37435 dodnes platí za rodný list automobilu. Na našem území se první automobil zrodil v roce 1897, byl jím v Kopřivnické továrně sestavený Präsident.

Na přelomu 19. a 20. století začínají spalovací motory vytlačovat velké a těžkopádné parní pohony a díky zdokonalování konstrukce se staly nejčastějším pohonem automobilů. Milníkem se stal Ford T, kterým Henry Ford motorizoval Ameriku, stal se prvním sériově vyráběným autem, kterého se v letech 1909-1927 vyrobilo přes 15 milionů kusů. V počtu vyrobených kusů byl ale překonán německým lidovým vozem Volkswagen Brouk, kterého se od roku 1936 vyrobilo přes 21 milionů kusů a jehož výroba skončila teprve v roce 2003. Automobily se začaly masově rozšiřovat, zdokonalovat, zlepšovala se radikálně bezpečnost, spotřeba pohonných hmot a podobně.

Po druhé světové válce se vývoj automobilů dal znovu do pohybu, v 50. letech se ve vozidlech objevil posilovač řízení, klimatizace, bezpečnostní pásy. V roce 1951 Felix Wankel začal vyvíjet svůj motor s rotačními písty u automobilky NSU, první prototyp vznikl v roce 1957, ale byl příliš složitý. A tak první wankel v podobě, ve které je známý dodnes, byl až typ KKM z roku 1958. Prvním sériovým autem s tímto motorem se stal NSU Spider z roku 1963. S tímto motorem experimentovalo několik automobilek. Japonská Mazda vyráběla několik vozidel, nicméně nevýhody tohoto motoru zapříčinily jeho konec.

2 Zhodnocení současného stavu řešení problematiky

Na vozidlové motory jsou kladeny vysoké nároky, zejména z hlediska výkonu a zároveň co nejnižší spotřeby, toho se dosahuje snižováním objemu motorů při současném použití přeplňování, buď turbodmychadlem, nebo mechanickým kompresorem anebo kombinací obou variant, tento trend se nazývá "dowsizing". V dnešní době se dbá také na vysokou bezpečnost a plynulost provozu, automobily jsou vybavovány nejrůznějšími elektronickými systémy, které umí hlídat jízdu v pruhu nebo kondici řidiče.

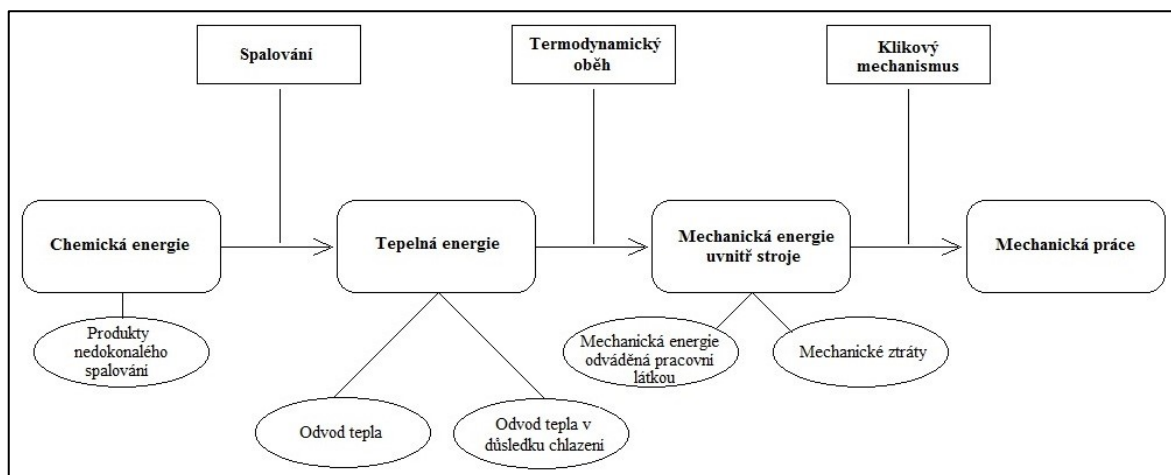
Své místo mají na cestách i elektromobily, u kterých je ale největší nevýhodou malý dojezd na plné nabití, konstrukčně se to dá částečně zmírnit rekuperací energie nebo zástavbou generátoru pro dobíjení akumulátorů. V hojné míře se objevují automobily uzpůsobené pro pohon stlačeným zemním plynem, CNG, nebo přestavby na LPG, což je zkapalněný ropný plyn.

Další kapitolou jsou hybridní pohony, které pronikly i do třídy supersportovních vozidel. Ve větší míře se objevují u dostupnějších vozů, jako je Toyota Prius, dále například u vozů značek Lexus nebo BMW. Kombinují pohon spalovacím motorem a elektromobilem a jsou to buď tzv. Full-hybrid, což jsou plně hybridní vozidla, která dokáží jet pouze na elektřinu, ale jen omezenou rychlostí a omezenou vzdálenost, nebo Plug-in hybridy, které můžeme dobíjet z elektrické sítě. V budoucnu by se mohl dostat do popředí vodíkový pohon, ten ale zatím není tak rozšířený.

Mazda plánuje oživit Wankelův motor s rotačními písty, do budoucna se budou dál rozšiřovat počty elektromobilů, ale také vozidel s hybridním pohonem, hlavně z důvodu zpřísňujících se emisních požadavků na vozidlové motory.

2.1 Pístové spalovací motory

Spalovací motor je tepelný stroj, který přeměňuje chemickou energii obsaženou v palivu na mechanickou práci. Spalování probíhá uvnitř válce za většího tlaku než je atmosférický. Pracovní látka potom expanduje a tlakem působí na píst, jehož posuvný pohyb se mění pomocí mechanismu na otáčivý pohyb klikového hřídele, ze kterého je odebírán výkon (transformace energie na obrázku 1)



Obr. 1: Transformace energie [1]

2.1.1 Dělení spalovacích motorů

Spalovací motory můžeme obecně rozdělit na pístové, spalovací turbíny a reaktivní motory. Dále se budu zabývat pístovými spalovacími motory s vratným pohybem pístu, které pohánějí většinu automobilů a motocyklů. Tyto motory pracují v uzavřeném, periodicky se opakujícím pracovním cyklu. Pro podrobnější roztřídění pístových spalovacích motorů je u nás směrodatná norma ČSN 09 0022

Pístové spalovací motory můžeme rozdělit podle těchto hledisek:

- a) Princip činnosti
- b) Druh paliva
- c) Způsob zapálení směsi
- d) Způsob tvoření směsi
- e) Způsob plnění válce
- f) Účel a použití
- g) Konstrukční provedení

Princip činnosti:

Z hlediska principu činnosti můžeme dělit motory na:

- a) Čtyřdobé - pracovní oběh probíhá během čtyř zdvihů pístu
- b) Dvoudobé - pracovní cyklus probíhá během dvou zdvihů pístu

Druh paliva:

Motory se dělí na dvě hlavní skupiny, na motory plynná a kapalná paliva. Nejčastěji používané motory na kapalná paliva jsou:

- a) Benzínové - pro pohon hlavně silničních vozidel (osobní automobily, motocykly a lehčí nákladní automobily)
- b) Naftové - v čím dál větší míře u osobních vozidel, ale hlavně k pohonu nákladních vozidel, traktorů, stavebních strojů.
- c) Metanol, Etanol - rozšířenější v severských zemích

Motory na plynná paliva jsou uzpůsobeny pro pohon na propan-butan (LPG) a stlačený zemní plyn (CNG)

Způsob zapálení směsi:

Směs lze zapálit převážně dvojím způsobem, podle toho rozeznáváme motory:

- a) Zážehové - u tohoto typu motoru dochází k umělému zažehnutí směsi pomocí vysokonapěťového elektrického výboje, který je možno přesně řídit. Na tomto principu pracují benzínové a plynové motory.
- b) Vznětové - zde se směs samočinně vznítí, toho je dosaženo vstříknutím paliva do stlačeného vzduchu, teplota je vyšší než zápalná teploty paliva. Jako palivo jsou použity nafta nebo těžká kapalná paliva.

Způsob tvoření směsi:

Směs paliva se vzduchem se tvoří buď před anebo uvnitř válce motoru:

- a) Před válcem se tvoří směs především u motoru na homogenní směs ve směšovacím zařízení, pracujícím s dynamickým tlakem proudu (karburátory), nebo se statickým tlakem (vstřikovače) v sacím traktu
- b) Uvnitř válce se směs tvoří u vznětových motorů, obvykle vstříkem regulované dávky vysokotlakým čerpadlem. Tento princip se však v dnešní době vyskytuje i u motorů zážehových s přímým vstřikováním paliva.

Způsob plnění válce:

Motory můžeme rozdělit do dvou skupin:

- a) Atmosféricky plněné - píst při pohybu k dolní úvrati vytváří podtlak a tím nasává pracovní látku do válce
- b) Přepřňované - motor je plněn přetlakem, který vytváří buď turbodmychadlo nebo mechanický kompresor nebo kombinace obou

Účel a použití:

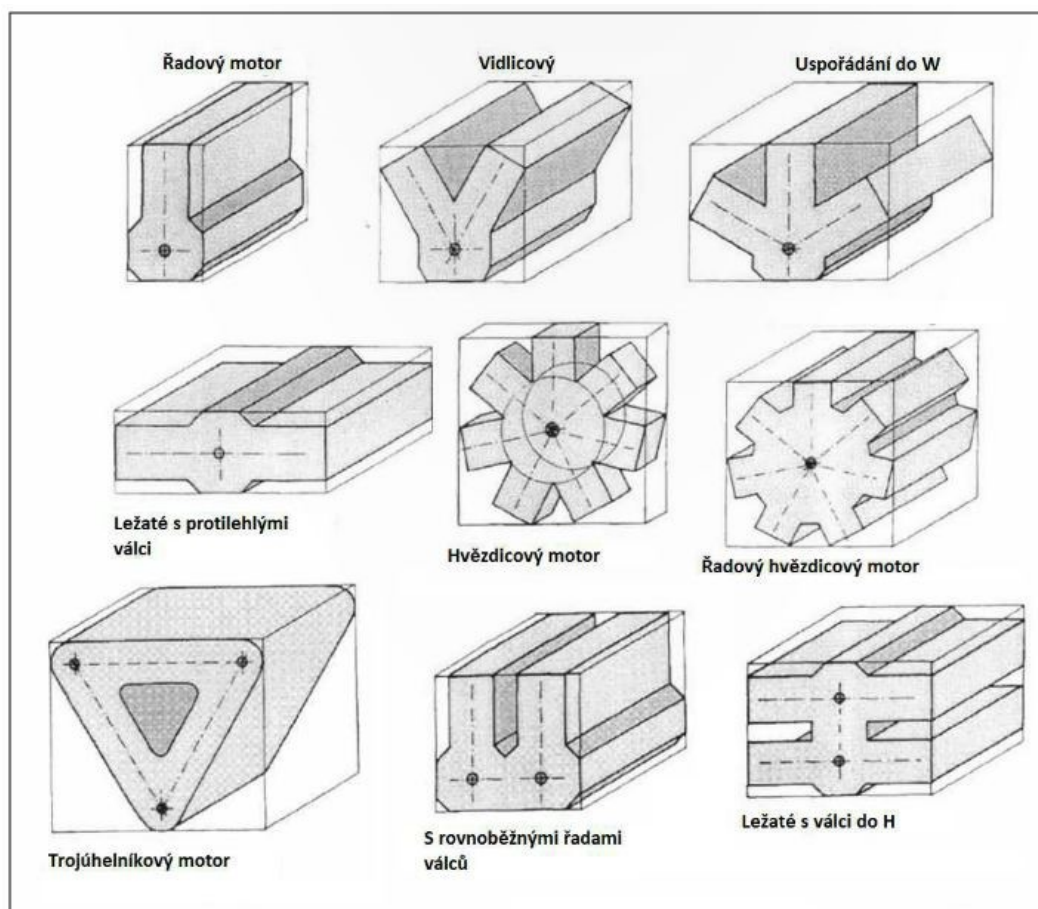
Spalovací motory najdou využití v mnoha odvětvích, můžou to být:

- a) Průmyslové motory:
 - a. stacionární - motor je uložený na pevném základě, je nepohyblivý stejně jako jím poháněný stroj
 - b. mobilní - motor uložený na přenosném rámu nebo podvozku, snadno přemístitelný
- b) Dopravní:
 - a. vozidlové - pro pohon silničních, terénních a jiných strojů
 - b. dráhové - motor vyhovující podmínkám na železnici, pro pohon kolejových vozidel
 - c. lodní - jako hnací lodní motor, ale i pro jiné použití v plavidlech pro vnitrozemskou i námořní dopravu
 - d. letadlové - k pohonu letadel
 - e. speciální - pro zvláštní účely pohonu, např. pro vojenské potřeby

Konstrukční provedení:

- a) Podle počtu pístů ve válci - jednopístové a dvoupístové
- b) Podle počtu pracovních ploch - jednočinné a dvojčinné
- c) Podle pohybu pístu - zdvihové a rotační
- d) Podle způsobu chlazení - vzduchem a kapalinou
- e) Podle počtu válců:
 - a. jednoválcové, jeden spalovací prostor
 - b. dvou- a víceválcové (obvykle 3-12, ale může být i 16, 18 válcový)
 - c. mnohoválcové se 24 a více válci
- f) Podle počtu a polohy klikového hřídele na jedno-, dvou- a více hřídelové
- g) Podle smyslu otáčení klikového hřídele, pravotočivé a levotočivé, vratné a nevratné

- h) Podle střední pístové rychlosti (rychlloběžnosti):
- volnoběžné - $c_s < 7,5$ m/s při vrtání $D < 160$ mm nebo $c_s < 6,6$ m/s při $D > 160$ mm
 - rychlloběžné - $c_s > 7,5$ m/s, $c_s > 6,5$ m/s
- i) Podle konstrukce rozvodu pracovní látky:
- ventilové:
 - SV
 - OHV
 - OHC
 - DOHC
 - šoupátkové
 - kanálové
 - se smíšeným ventilovým a kanálovým rozvodem
- j) Podle počtu ventilů v jedné hlavě - 2, 3, 4, 5, 6 ventilové
- k) Podle uspořádání válců - uspořádání lze vidět na obrázku 3



Obr. 2: Uspořádání válců [2]

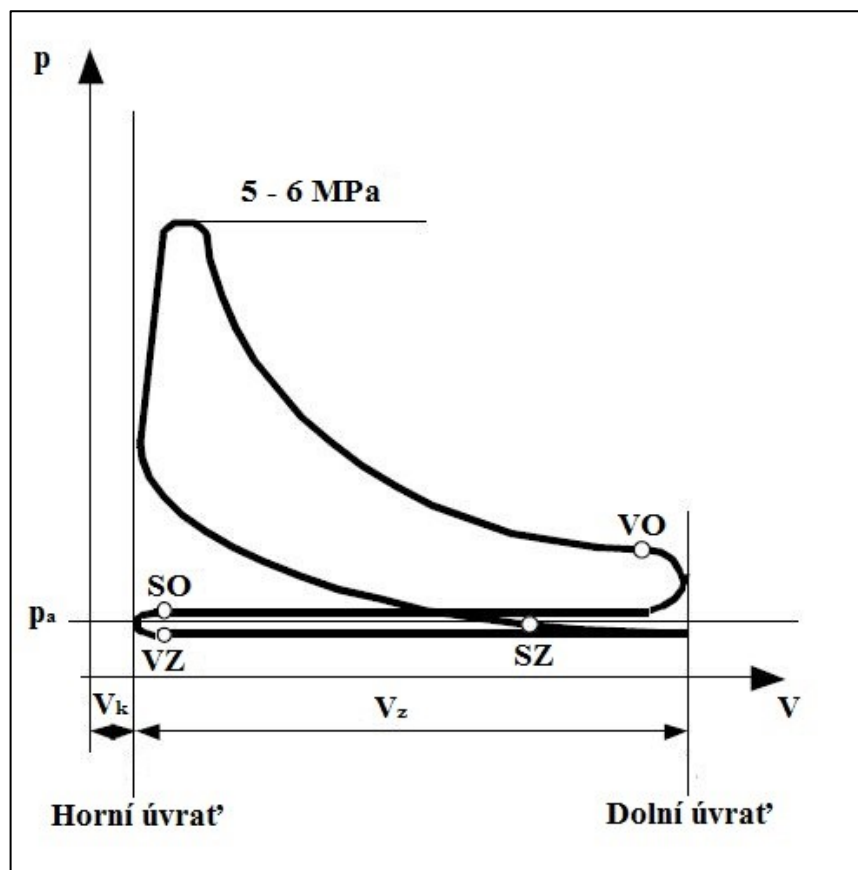
2.1.2 Princip funkce

V této diplomové práci se budu zabývat návrhem úpravy sacích a výfukových kanálů u zážehového motoru, proto dál rozeberu princip funkce čtyřdobého zážehového motoru.

Směs se v Ottově motoru tvoří buď před pracovním prostorem válce, nebo až vstříknutím paliva do válce. Jeden pracovní oběh se skládá ze čtyř zdvihů pístu.

- 1) Sání - při pohybu pístu směrem k dolní úvratí vzniká podtlak, čímž se nasává směs paliva a vzduchu (nebo jen vzduch u přímovstříkových jednotek) do válce, při otevřeném sacím ventilu a uzavřeném výfukovém ventilu
- 2) Stlačení - píst se pohybuje z dolní do horní úvratě, při tom se zvyšuje tlak a zmenšuje se objem stlačované směsi
- 3) Expanze - je jedinou pracovní dobou čtyřdobého cyklu. Směs se zapaluje ještě před horní úvratí, protože je třeba, aby podstatná část směsi shořela co možná nejbližší horní úvratí. Proces hoření probíhá od 10° - 15° před HÚ po 15° - 20° za HÚ. V této fázi dochází k prudkému nárůstu teploty i tlaku
- 4) Výfuk - zde dochází k odstranění spalín ze spalovacího prostoru, výfukový ventil se otevírá ještě před dolní úvratí, tlak spalín je vyšší a tak unikají přes ventil, píst při pohybu od dolní k horní úvratí vytlačuje spaliny z motorového prostoru.

Okamžiky otevření a zavření ventilů jsou zobrazeny na obrázku 3.



Obr. 3: Pracovní oběh čtyřdobého zážehového motoru

2.1.3 Výměna náplně

Výměna náplně válce probíhá u čtyřdobého motoru během dvou otáček klikového hřídele, cílem je co nejdokonalejší výměna náplně. Vzájemné sladění časování s geometrií sacího potrubí je klíčové pro co nejlepší naplnění válce.

Rozvodový mechanismus:

Mechanismus zajišťuje otevírání a zavírání pracovního prostoru válce ve správném okamžiku. Rozvod musí také zajistit bezporuchový a co nejméně hlučný provoz i přes značné mechanické a tepelné namáhání. Rozlišujeme rozvody šoupátkové a ventilové.

Sací a výfuková část:

Sací část je důležitou součástí spalovacího motoru, má vliv na výkon, spotřebu, emise a také na hluk motoru. Sací trakt má zajistit přísun čerstvé pracovní látky do válců. Skládá se z nasávacího potrubí, vzduchového filtru, snímače množství, teploty a tlaku nasávaného vzduchu, sběrače a potrubí napojené na sací kanály, které uzavírají ventily. Pokud se jedná o motor s kvantitativní regulací bez variabilního časování, je v sání umístěna škrtková

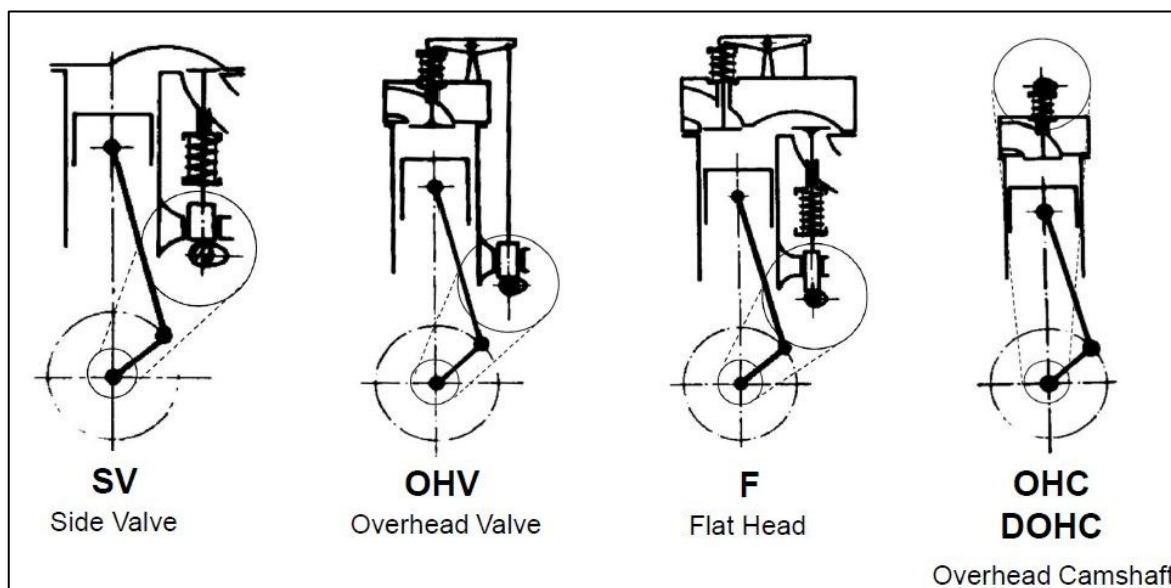
klapka. U přeplňovaných motorů je do sání napojené dmychadlo a také chladič stlačeného vzduchu.

Výfuková část začíná u výfukových ventilů a tvoří ji výfukové kanály, sběrné potrubí (výfukové svody), přední potrubí vedoucí ke katalyzátoru, před samotným katalyzátorem se nachází lambdasonda, katalyzátor a tlumič výfuku, který snižuje hluk vznikající prouděním spalin. U modernějších automobilů nalezneme ve výfukovém potrubí filtr pevných částic, což je zařízení k odstranění velmi jemných částic, čímž se dosahuje snížení škodlivých látek ve výfukových plynech.

Ventilové rozvody:

Rozlišujeme několik druhů ventilových rozvodů:

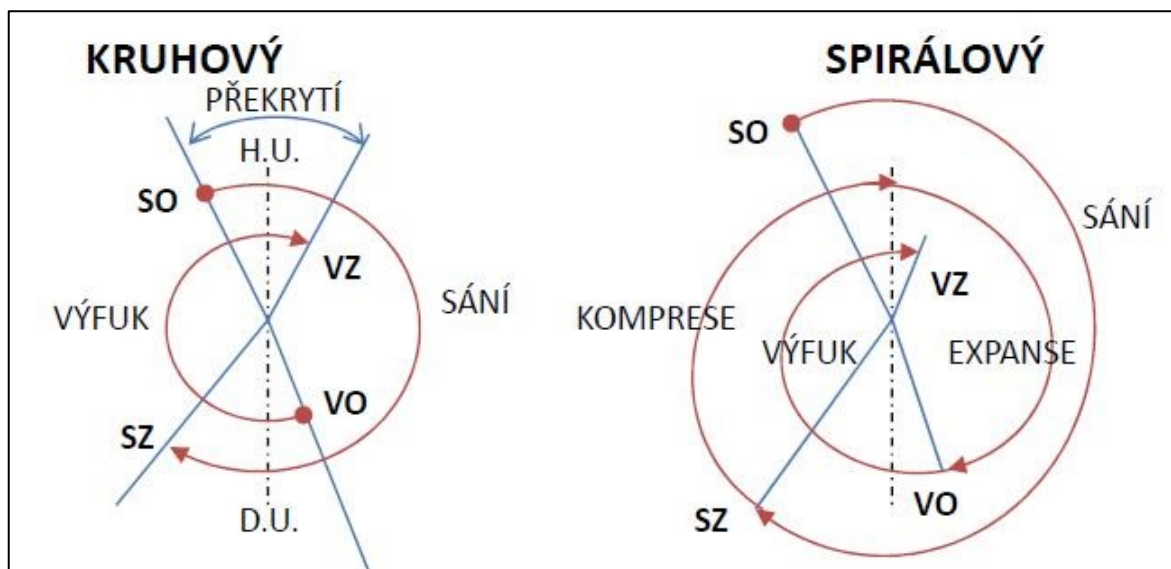
- a) F - jeden ventil v hlavě válce, druhý na straně válce (dnes se již nepoužívá)
- b) SV - postranní ventily (zastaralá konstrukce)
- c) OHV - ventily v hlavě, vačková hřídel v bloku motoru
- d) OHC (DOHC) - vačková hřídel (2 v případě DOHC) v hlavě motoru



Obr. 4: Ventilové rozvody [4]

Časování ventilů:

Tento předpis udává, ve který okamžik se otevírají a zavírají ventily vzhledem ke stupni natočení klikového hřídele. Hodnota je vždy uváděná vzhledem k horní a dolní úvratí, používají se diagramy časování.



Obr. 5: Diagram časování ventilů [5]

Rozsah hodnot časování je velký, záleží na aplikaci a konstrukci daného motoru. Hodnoty jsou uvedeny v tabulce 1.

SO před HÚ	10-30°
SZ za DÚ	40-75°
VO před DÚ	40-75°
VZ za HÚ	10-30°

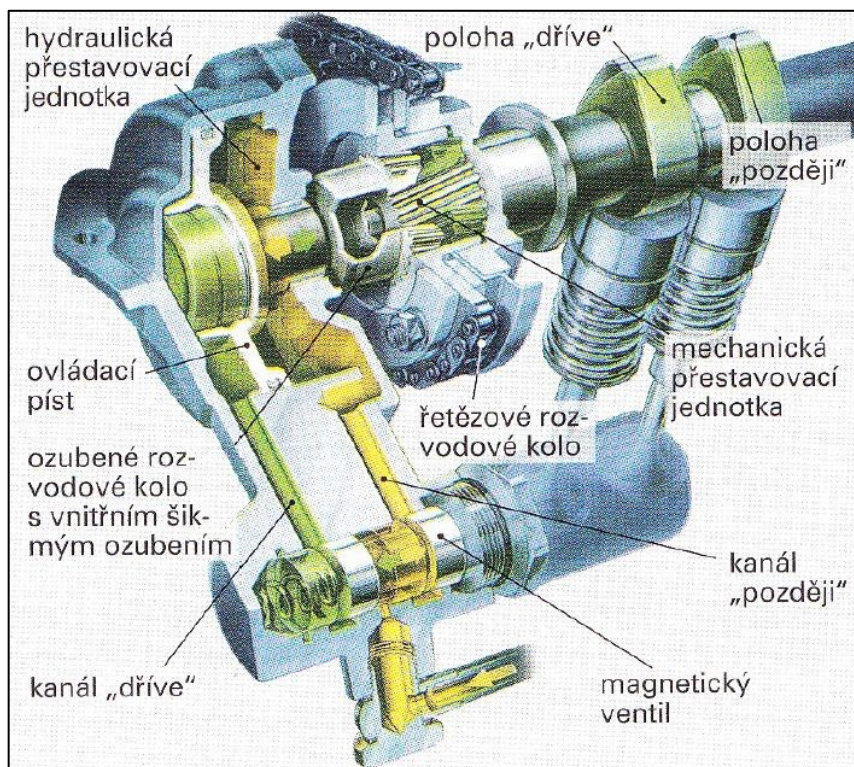
Tab. 1: Rozsah časování ventilů [1]

Variabilní časování ventilů:

Proměnné časování ventilů je technologie používaná u čtyřdobých motorů k optimalizaci parametrů motoru, díky čemuž se dosahuje nižší spotřeby a vyšších výkonů. Tato technologie je častěji využívána u zážehových motorů, protože pracují ve větším rozsahu otáček a využití je tak větší, ale používají se v čím dál větší míře i u vznětových motorů.

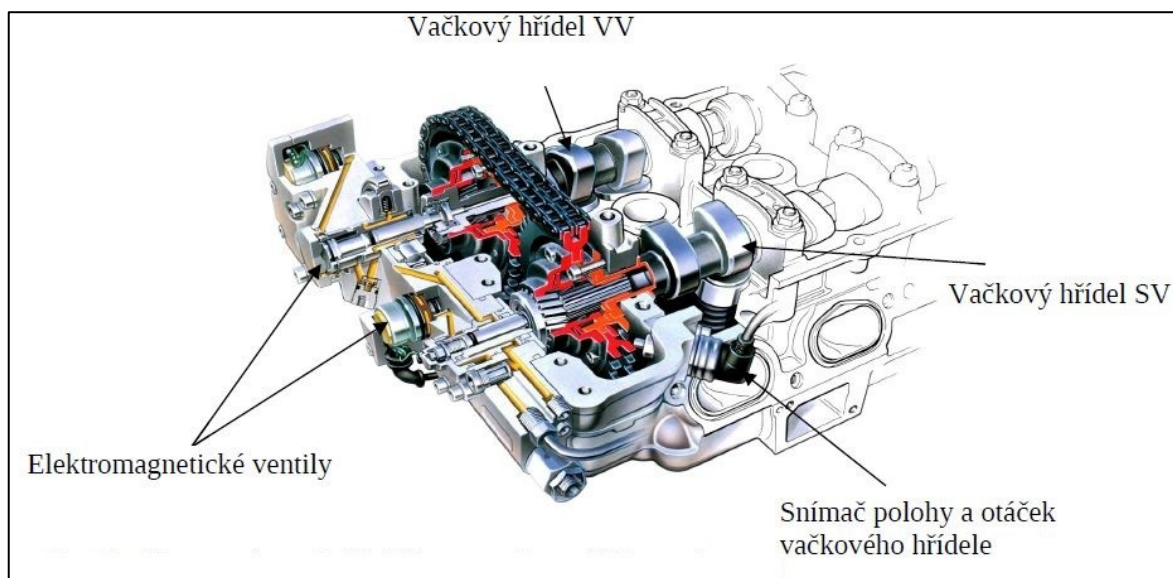
Spalovací motory pracují v určitém rozsahu otáček, zavírání sacích ventilů výrazně ovlivňuje kvalitu naplnění válce. Při nižších otáčkách je výhodnější uzavírat sací ventily dříve, aby nedocházelo k vytlačování směsi vytlačování směsi zpět, naopak při vyšších otáčkách je výhodnější zavírat sací ventily později. Sladit tyto požadavky lze variabilním časováním ventilů, které se mění podle otáček motoru a zajišťují optimální naplnění válce směsí, existují tyto druhy:

- Plynulé natačení vačkové hřídele sacích ventilů:



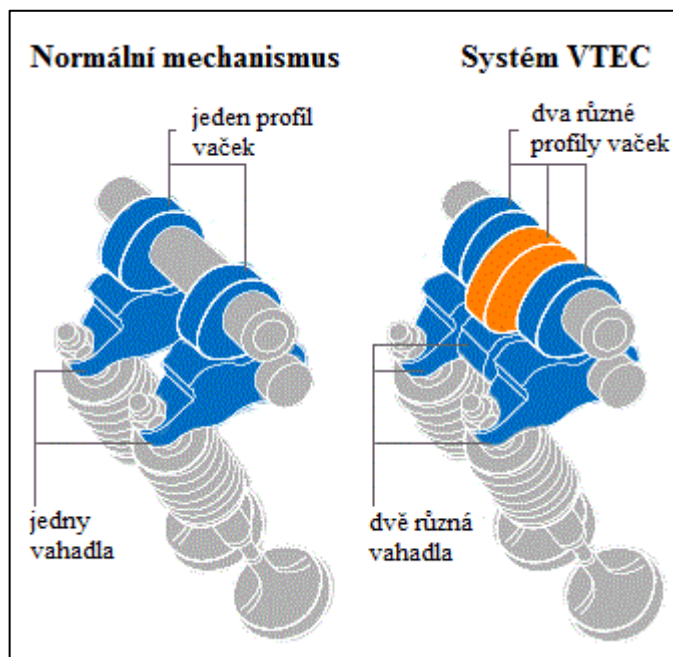
Obr. 6: Systém VANOS [7]

- Natočení obou vaček:



Obr. 7: Systém BMW Double-VANOS [7]

- Variabilní časování spojené s variabilním zdvihem obou ventilů:

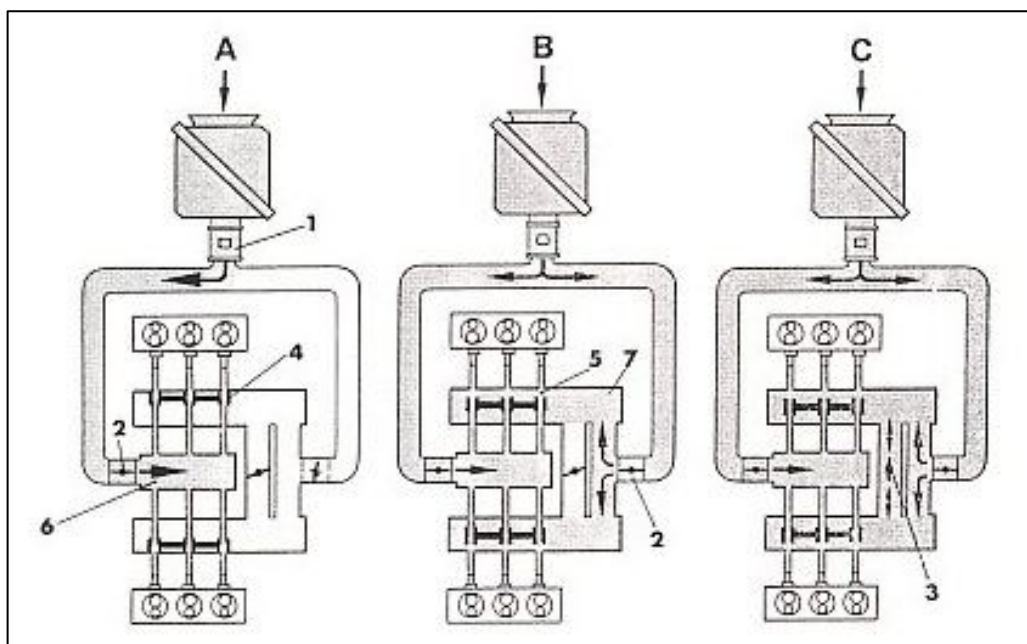


Obr. 8: Systém Honda VTEC [8]

Variabilní sání motoru:

Tato technologie má za úkol sladit dva protichůdné požadavky, co nejvyšší točivý moment v nízkých otáčkách a vysoký výkon motoru ve vysokých otáčkách. Lze toho docílit několika způsoby:

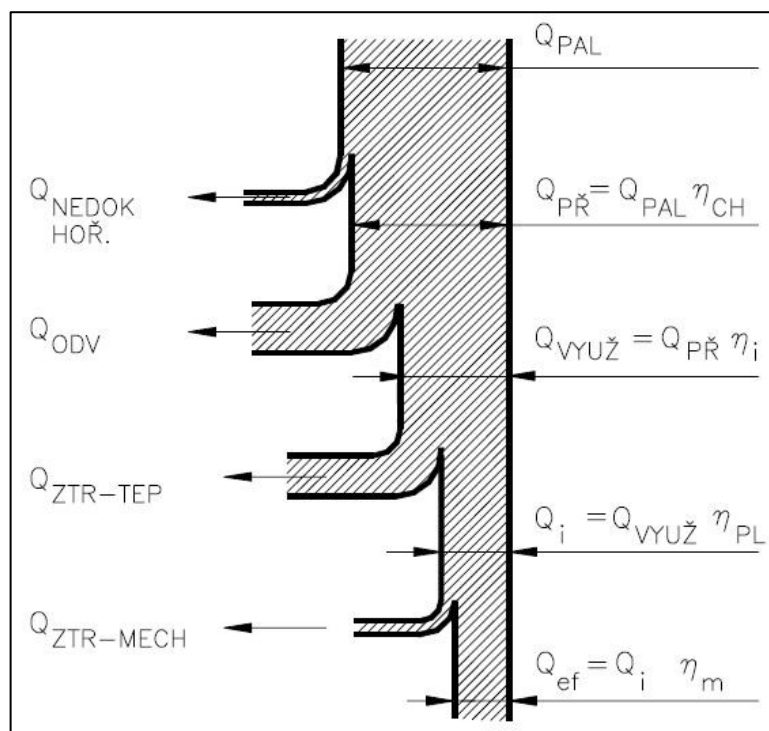
- Nastavením délky jednotlivých větví sacího potrubí (skokově nebo plynule)
- Změnou průtočných průřezů nebo délky sacích kanálů (2-3 rozdílné délky)
- Volitelné vypínání trubic vedoucích k sacím ventilům (2 a více ventilů na válec)
- Přepínání mezi různými objemy potrubí



Obr. 9: Variabilní sání motoru Porsche VarioRam [12]

2.1.4 Účinnosti spalovacích motorů

Podrobnější tepelně-technické měření a analýza na motorech umožňuje sledování toku energií a ztrát. Základní energetickou bilanci pístových spalovacích motorů zobrazuje názorně Senkeyův diagram na obrázku 11. $Q_{\text{NEDOK HOŘ.}}$ představuje ztráty chemické energie z paliva, Q_{ODV} odvod tepla z ideálního pracovního oběhu, $Q_{\text{ZTR-TEP}}$ ztráty tepelné energie z využitelného tepla a $Q_{\text{ZTR-MECH}}$ ztráty mechanické energie v motoru.



Obr. 10: Senkeyův diagram [13]

Celková účinnost:

$$\eta_e = \eta_H \cdot \eta_t \cdot k_{VF} \cdot k_V \cdot \eta_m = n_i \cdot \eta_m = \frac{3600}{H_u \cdot \dot{m}_{pe}} \quad (2.1)$$

- η_H - Chemická účinnost
- η_t - Tepelná účinnost
- k_{VF} - Opravný součinitel pro vysokotlakou fázi
- k_V - Objemový součinitel
- η_m - Mechanická účinnost
- H_u - Výhřevnost paliva
- \dot{m}_{pe} - Měrná spotřeba paliva

Chemická účinnost hoření:

$$\eta_H = \frac{Q_d}{\dot{m}_p \cdot H_u} \quad (2.2)$$

- Q_d - Dodané teplo
- \dot{m}_p - Hmotnost paliva
- H_u - Výhřevnost paliva

Tepelná účinnost:

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon_k^{\kappa-1}} \quad (2.3)$$

- ε_k - Kompresní poměr
- κ - Poissonova konstanta

Mechanická účinnost:

$$\eta_m = \frac{P_e}{P_i} = \frac{P - \sum P_Z}{P_i} = 1 - \frac{\sum P_Z}{P_i} \quad (2.4)$$

- P_e - Efektivní výkon
- P_i - Indikovaný výkon
- P_Z - Součet mechanických ztrát, vyjádřených ztrátovým výkonem

Plnicí (dopravní) účinnost:

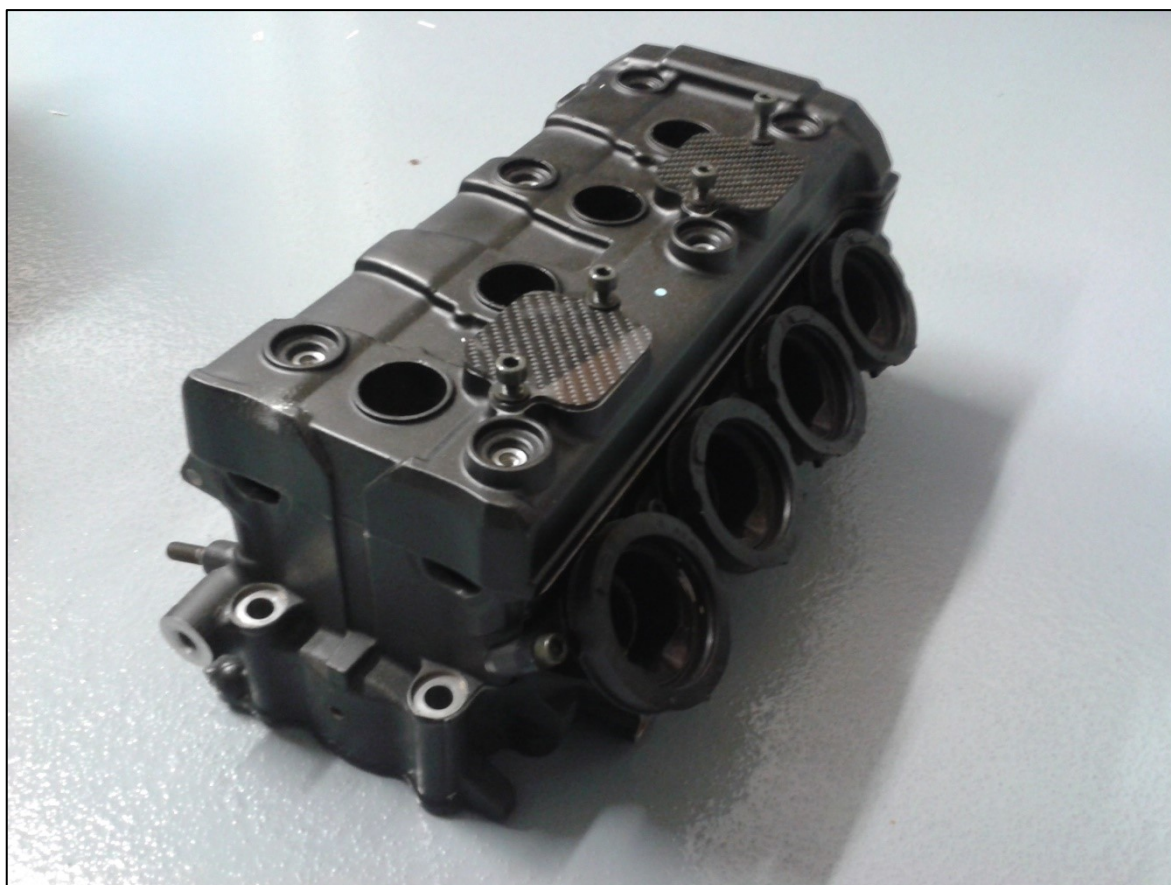
$$\eta_d = \frac{\dot{m}_s}{\dot{m}_{ts}} = \frac{\dot{m}_v + \dot{m}_p}{V_Z \cdot \rho \cdot \frac{n}{30 \cdot \tau} \left(1 + \frac{1}{\lambda \cdot L_t}\right)} \quad (2.?)$$

- \dot{m}_s - Skutečná hmotnost směsi
- \dot{m}_{ts} - Teoretická hmotnost směsi

- m_v - Hmotnost vzduchu
- m_p - Hmotnost paliva
- V_z - Zdvihový objem
- ρ - Hustota směsi
- n - Otáčky motoru
- τ - Taktnost motoru
- λ - Součinitel přebytku vzduchu
- L_t - Teoretické množství vzduchu potřebné k dokonalému spálení 1kg paliva

2.2 Specifikace motoru

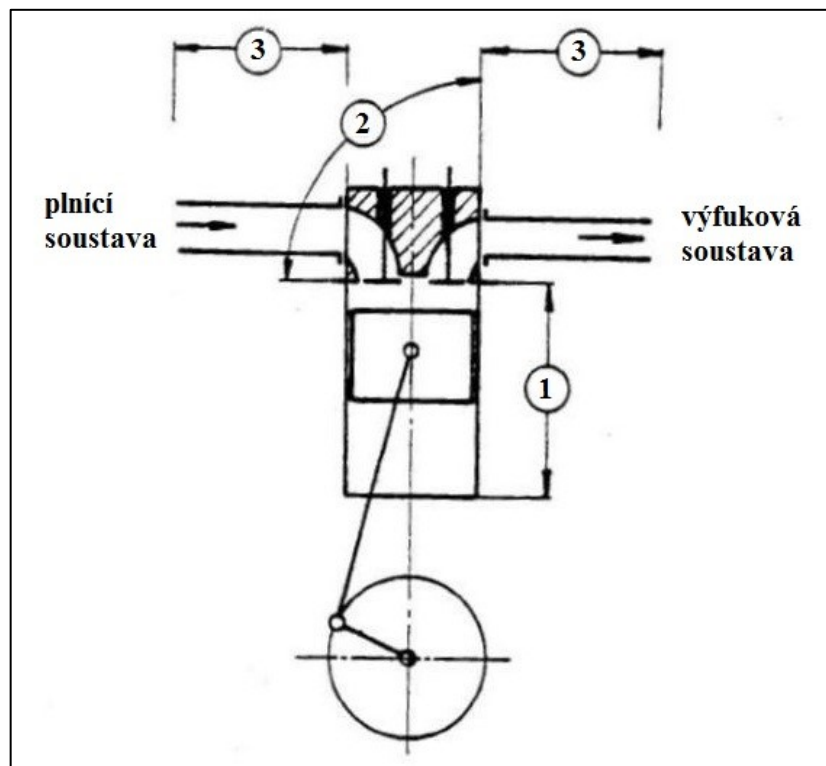
V této diplomové práci se zabývám návrhem sacích a výfukových kanálů u motoru Yamaha. Jedná se o čtyřdobý, kapalinou chlazený motor s objemem 599 cm^3 , s vrtáním 65,5 mm, zdvihem 44,5 mm, kompresním poměrem 12,2:1 a s výkonem 57 kW při 11500 1/min a točivým momentem 51,7 N.m při 10000 1/min. Tento motor pochází z motocyklu Yamaha YZF R6 a je využíván jako pohon Studentské Formule SAE.



Obr. 11: Hlava motoru [1]

3 Teoretický rozbor vnitřní aerodynamiky spalovacího motoru

Vnitřní aerodynamika spalovacího motoru se zabývá problematikou popisu proudění pracovní látky spalovacím motorem. Z hlediska popisu a výpočtu průtoku pracovní látky spalovacím motorem lze pracovní oběh rozdělit na tři odlišné oblasti dle obr. 10. [9]



Obr. 12: Vnitřní aerodynamika [9]

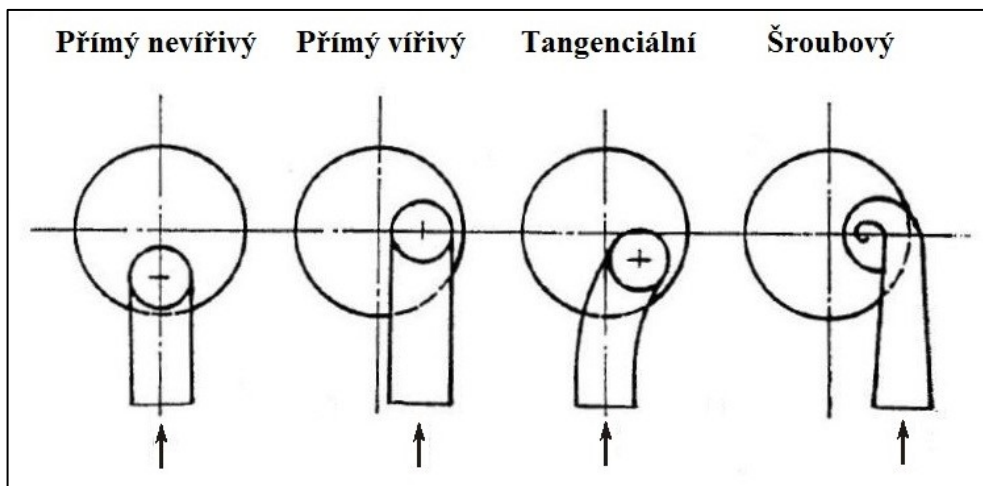
Při řešení těchto tří částí se používají tyto postupy:

- V pracovním prostoru motoru (1) se uplatňují výpočtové modely zaměřené na určení míry naplnění válce, na popis proudového pole a určení turbulentních vlastností náplně válce. Proudění je charakterizováno jako nestacionární třírozměrné. Výpočtové programy provádí řešení ve zvoleném časovém kroku a změny se stanovují kvazistaticky.
- V oblasti hlavy válce (2) se jedná o proudění na nespojitých změnách průřezu. Parametry, které se používají ve výpočtových modelech, se určují experimentálně. Soubor stacionárních stavů určuje výsledné proudění.
- Převažující směr proudění pracovní látky charakterizuje proudění v připojených potrubích (3), lze použít při základním řešení popis dvourozměrným prouděním.

3.1 Geometrie kanálů

Geometrické provedení kanálů a jeho napojení na pracovní prostor určuje typ kanálu. Rozlišujeme tyto typy:

- Přímý
- Tangenciální
- Šroubový



Obr. 13: Typy kanálů [9]

3.1.1 Přímý kanál

Charakteristika kanálu:

- Osa kanálu je přímková či s mírnými plynulými změnami směru a probíhá teoreticky v jedné rovině,
- konstrukčně jednoduchý,
- malý hydraulický odpor,
- velký průtokový součinitel, velikost ovlivňuje umístění kanálu vůči stěně válce, velikost průměru ventilu a délka kanálu,
- malá rotace náplně válce vlivem kanálu,
- rozvíření náplně ve válci se zajišťuje radiálním pohybem,
- není vhodný pro otevřené spalovací prostory,
- vhodný pro přeplňované motory. [9]

Pokud je přímý kanál napojen na válec vířivým způsobem, tj. osa kanálu probíhá mimo osu válce, velikost průtokového součinitele klesá a roste rozvíření náplně ve válci motoru. Hlavní vliv na rotaci náplně má vzdálenost kanálu od stěny válce, při malé vzdálenosti se vytváří výraznější nerovnoměrný výtok po obvodu sedla ventilu. [9]

3.1.2 Tangenciální kanál

Charakteristika kanálu:

- Tangenciální napojení kanálu, osa kanálu mimo osu válce,
- dobré průtokové vlastnosti,
- větší rozvíření náplně válce,
- odlišné vlastnosti při otevírání a zavírání ventilu (hystereze). [9]

Výstupní impuls pro tangenciální rotaci náplně souvisí s jednostranným výtokem z ventilového sedla, který je způsoben:

- Zmenšením průřezu kanálu nad sedlem ventilu,
- napojením osy kanálu mimo osu válce,
- úpravou spodní hrany kanálu. [9]

Intenzita rozvíření náplně válce roste zejména v oblasti středních a velkých zdvihů ventilu, což je vyvoláno odtrháváním okrajové oblasti proudu na vnitřních zakřivených plochách kanálu. Uvedený stav způsobuje nerovnoměrné rozložení průtoku po obvodu sedla ventilu. Pro oblast malých zdvihů ventilu se u těchto kanálů zvyšuje intenzita víření konstrukcí s usměrněným výtokem, který plní funkci clony na ventilu. Tato konstrukční úprava představuje difuzorové rozšíření prostoru za sedlem ventilu ve směru k ose válce, čímž je nasměrován výtok pracovní látky do válce. Intenzita rozvíření náplně válce vlivem tangenciálního kanálu je v oblasti maximálního zdvihu ventilu stejná jako u kanálů šroubových, výhodou jsou výhodnější průtokové vlastnosti. Charakteristickou vlastností tangenciálních kanálů je hysterezi smyčka v průběhu vírového čísla, která souvisí s odlišným charakterem průtoku pracovní látky sedlem ventilu při otevírání a následném zavírání ventilu. Při větším zdvihu ventilu dochází k odtrhávání povrchové proudnice v místě sedla ventilu. Održení proudu závisí na geometrickém řešení průřezů v oblasti sedlo-kanál a nastává při určitém zdvihu ventilu. Při pohybu ventilu směrem do sedla (zavírání) se naopak relativně volný proud pracovní látky připojuje k sedlu ventilu, což nastává v jiném časovém okamžiku než održení proudu. U tangenciálních kanálů je nutné provést optimalizaci protichůdných vlivů působících na průtok-rozvíření náplně. Jedná se především o požadavek maximálního poloměru působení proudu protékající látky vzhledem k ose válce (hledisko rozvíření) a o vzdálenost od stěny válce, která způsobuje škrcení výtoku proudu stěnou (hledisko průtoku). [9]

3.1.3 Šroubový kanál

Charakteristika kanálu:

- Snížené průtokové vlastnosti,
- větší hydraulické ztráty,
- velké rozvíření náplně,
- malá citlivost na umístění,
- náročné konstrukční řešení v hlavě válce. [9]

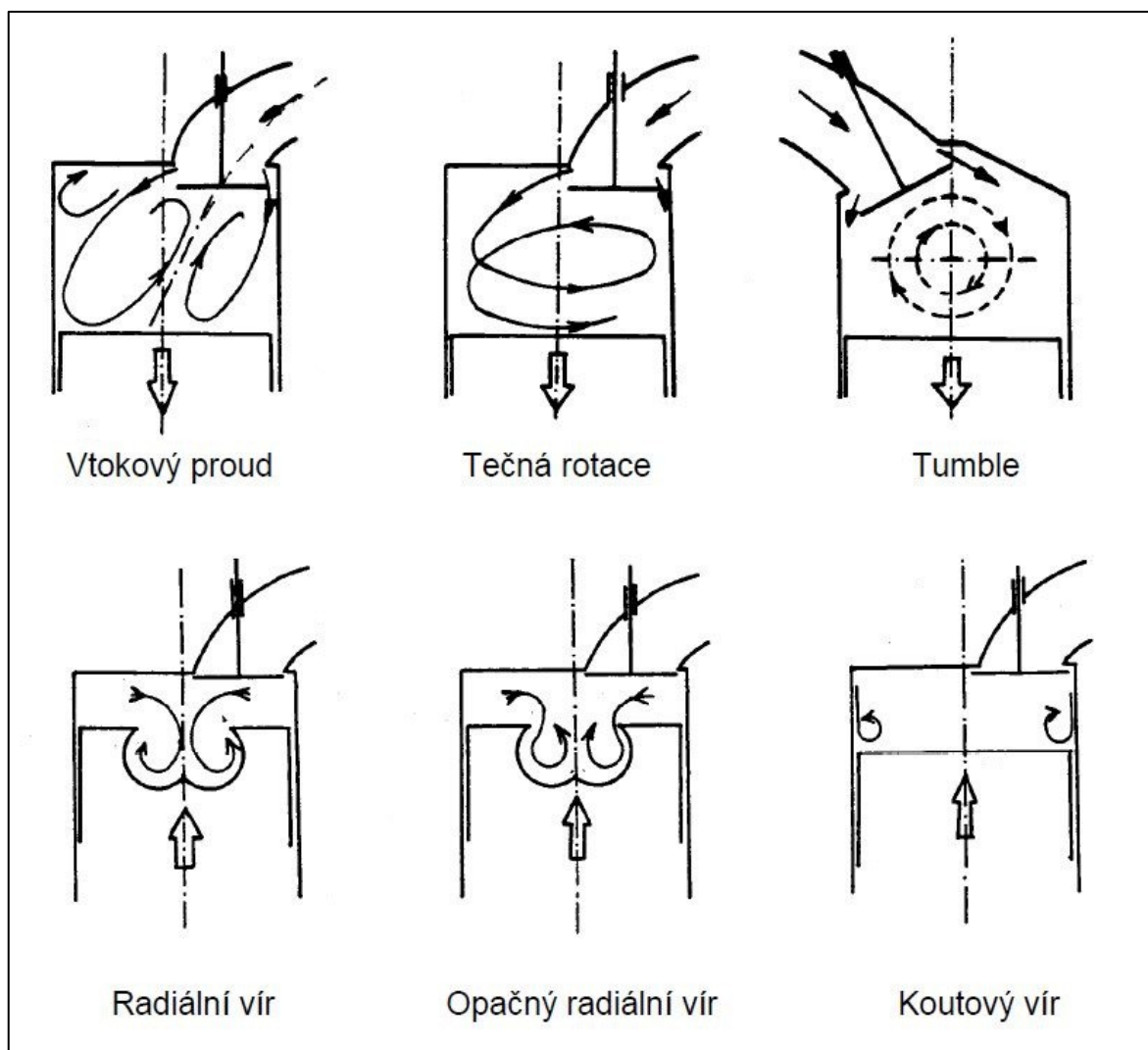
Konstrukčním řešením kanálu se dosahuje velkého rozvíření náplně válce již při malém zdvihu ventilu, přičemž citlivost na umístění k ose válce i vliv sedla ventilu je malý. Podmínky pro rotaci náplně ve válci jsou vytvořeny pohybem proudu již v kanále, kde pracovní látka získává průtokem rotační impuls. Při výtoku ze sedla ventilu je významná tangenciální složka rychlosti, která se v místě výtoku do válce mění na rotaci vůči ose válce. Nevýhodou šroubového kanálu je menší průtokový součinitel vlivem větší kontrakce proudu při výtoku tangenciálním směrem. Velikost rotačního účinku šroubového kanálu závisí na:

- Úhlu zatočení šroubovice kanálu,
- poloze kanálu vzhledem k válci,
- vzdálenosti připojení kanálu vůči ose válce,
- větší prostorové nároky na hlavu válce. [9]

Dále je možno kombinovat různé typy kanálů pro dosažení požadovaných parametrů plnicí a výfukové soustavy, například kombinace šroubového a tangenciálního kanálů.

3.2 Základní pohyby náplně válce

Základní pohyby náplně ve válci motoru jsou na následujícím obrázku:



Obr. 14: Základní pohyby náplně [11]

Charakteristika jednotlivých typů vírů:

- Vtokový proud – nátok kolem ventilu a rozšiřování proudu v prostoru válce vytváří prstencový vír. Pro vznik je potřebné umístění plnicího ventilu u stěny válce, polohu víru ovlivňuje úhel sedla ventilu a vzdálenost ventilu od stěny. Víř se utváří na počátku plnění, je málo stabilní a rychle se rozpadá.
- Tečná rotace – je záměrně vytvářena v průběhu plnění vhodným uspořádáním, vliv ne tečnou rotaci má
 - tvarování plnicího kanálu,
 - napojení kanálu na válec,
 - tvar sedla ventilu,

- nasměrování vtoku do prostoru válce.

Podstatou víru je vytvoření rotačního momentu hybnosti vzhledem k ose válce. V průběhu komprese klesá jeho intenzita, ke konci komprese zpravidla dochází k urychlení rotace způsobené nátokem do spalovacího prostoru (zmenšuje se poloměr rotace z $D/2$ na hodnotu poloměru spalovacího prostoru r_{sp}).

- Tumble – válcový vír s osou rotace kolmou na osu válce. Je závislý na poloze kanálů. Vhodný pro zážehové motory se spalovacím prostorem v hlavě válců. Vír je stabilnější než tečná rotace. Nedochází k jeho transformaci jako u tečného víru.
- Radiální vír – vzniká při kompresním zdvihu vytlačováním náplně od okrajů válce do spalovacího prostoru. Uplatňuje se u vznětových motorů s přímým vstřikem paliva a se spalovacím prostorem v pístu. Intenzita víru je závislá na tvarování a poloze spalovacího prostoru. Výhodou je jeho vznik až na konci komprese, pro vznik vyžaduje menší energii. Při větší intenzitě rotace se vytváří opačný radiální vír.
- Koutový vír – zasahuje oblasti u stěny válce a je způsoben odlišnými ztrátovými podmínkami okrajové proudové vrstvy (shrnutí a sbalování mezní vrstvy na stěně válce).
- Sekundární víry – což jsou víry vznikající cirkulací podle jednotlivých proudových vláken. [11]

4 Analýza průtokových koeficientů sacích a výfukových kanálů

K popisu vlastností kanálů se používají tyto experimentální parametry:

- Průtokový součinitel
- Vírové číslo kanálu
- Vírový součinitel
- Hydraulický odpor kanálu

4.1 Průtokový součinitel

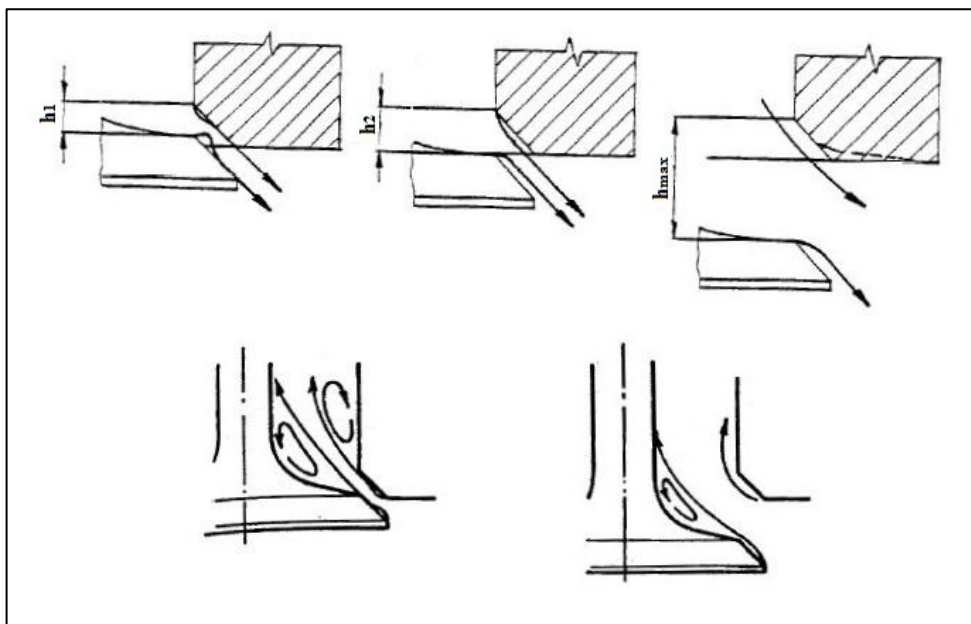
Tento součinitel číselně popisuje charakter průtoku pracovní látky plnicím nebo výfukovým kanálem a stanovený parametr souvisí také s průběhem výměny náplně válce. Zjišťuje se experimentálně na aerodynamické trati při určených podmínkách. Součinitel se vypočítá jako poměr reálně protékajícího množství pracovní látky (nebo spalín) a teoretického množství při srovnání. Průtokový součinitel je součinem součinitele kontrakce ε (charakterizuje průtokový průřez v místě průtoku) a rychlostního součinitele ϕ (popisuje podmínky průtoku).

Průtokový součinitel závisí na:

- tvaru kanálu,
- umístění vzhledem ke stěně válce a ose válce,
- provedení ventilu,
- stavu protékající tekutiny kanálem,
- tlakovém spádu na kanálu. [9]

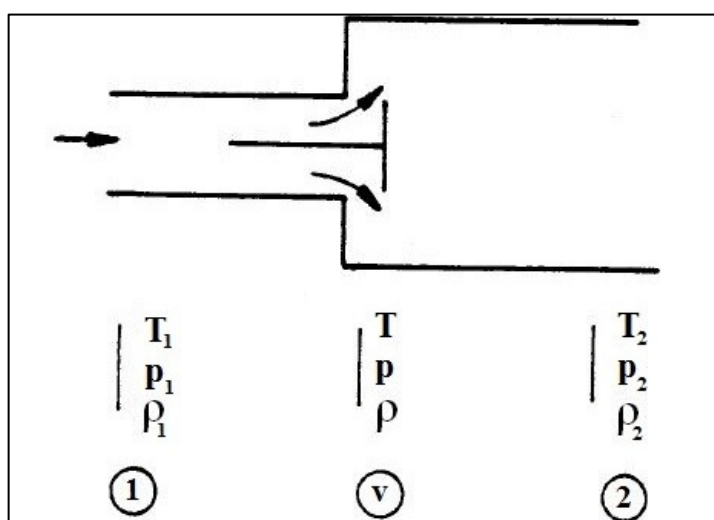
Součinitel kontrakce závisí na:

- zdvihu ventilu,
- úhlu sedla ventilu,
- tvaru sedla ventilu,
- tvaru talířku ventilu, poloze ventilu vzhledem ke stěně válce,
- poměru zdvihu ventilu k průměru sedla ventilu. [9]



Obr. 15: Průtok plnicím a výfukovým kanálem [9]

Na následujícím obrázku je schematicky znázorněn průtok pracovní látky v plnicím systému:



Obr. 16: Průtok pracovní látky plnicím systémem [9]

Vypočítá se takto:

$$Cf = \frac{m_{skut}}{m_{teor}} = \varepsilon \cdot \varphi = \frac{m_{skut}}{S \cdot \rho \cdot w_{teor}} \quad (4.1)$$

- m_{skut} - Protékající množství pracovní látky
- m_{teor} - Teoretické množství protékající pracovní látky
- ε - Součinitel kontrakce
- φ - Rychlostní součinitel
- w_{teor} - Teoretická rychlost průtoku

- ρ - Hustota pracovní látky

Rychlost průtoku můžeme vypočítat pro nestlačitelnou tekutinu jako:

$$w_{teor} = \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p_k}{\rho}} \quad (4.2)$$

Pro stlačitelnou tekutinu:

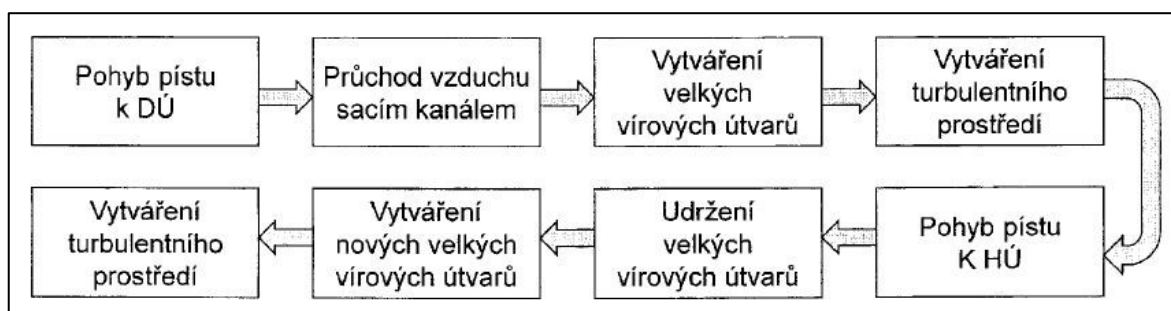
$$w_{teor} = \sqrt{\frac{2 \cdot k}{k-1} \cdot r \cdot T \left[\left(\frac{p_2}{p} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_2}{p} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]} \quad (4.3)$$

4.2 Vírové vlastnosti kanálu

Parametry a průběh pracovního oběhu pístového spalovacího motoru ovlivňuje zejména:

- stupeň naplnění válce popsané průtokovým součinitelem,
- požadavek turbulentního proudění, které vytváří žádoucí podmínky pro tvorbu směsi a pro zapálení a hoření.

Turbulentní proudění můžeme charakterizovat jako souhrn malých vírových útvarů. Průběžné předávání energie je důležité z velkých vírů nebo vytváření nových turbulencí je nutné pro zajištění vhodných podmínek v celém průběhu hoření.



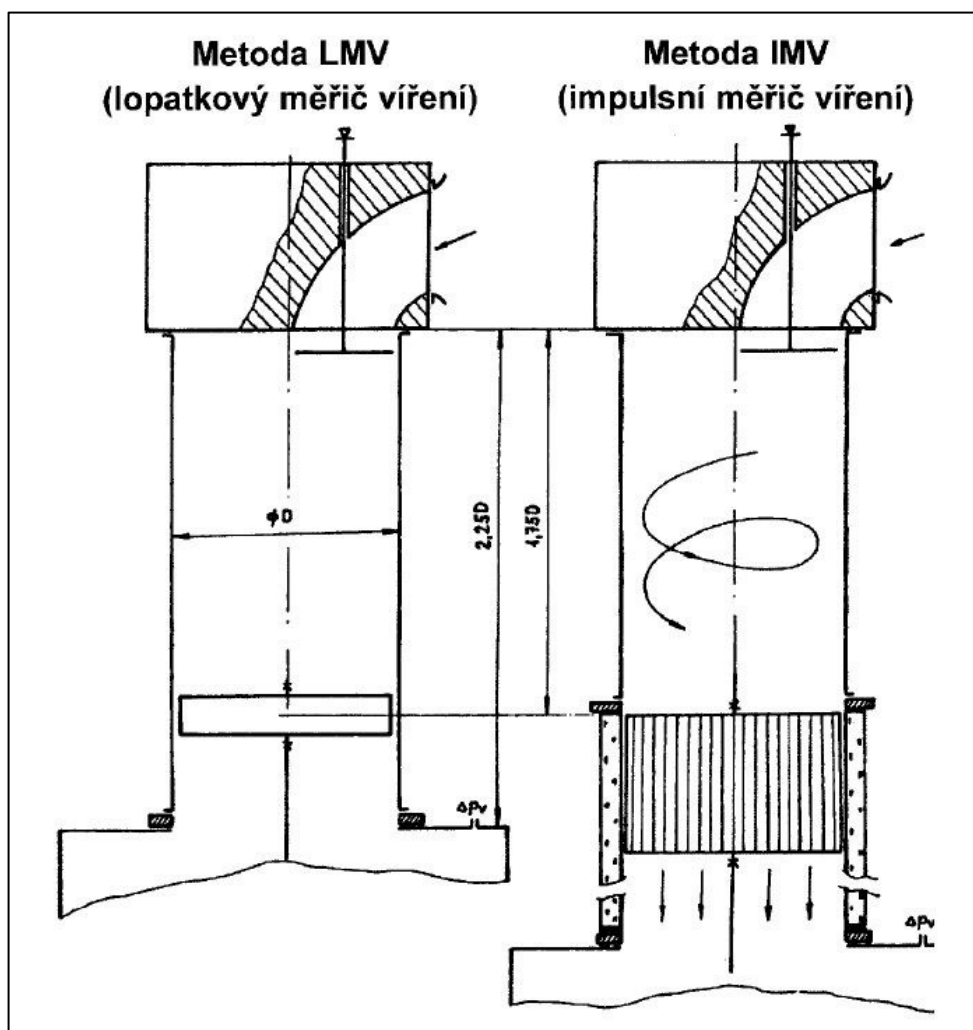
Obr. 17: Schéma vzniku turbulentního proudění [10]

4.2.1 Vírové číslo

Vírové číslo je porovnávací číslo pro posuzování vlastností kanálů spalovacích motorů z hlediska vytváření rotačního pohybu náplně ve válci motoru. Určuje se z výsledků aerodynamické zkoušky kanálu, která se provádí za stanovených podmínek. Podmínky a uspořádání experimentu jsou pro různá vírová čísla odlišné. Vírové číslo dle Thiena je definováno jako:

- poměr otáček náplně ve válci motoru n_j k otáčkám skutečného motoru n , u něhož je střední pístová rychlost shodná s rychlostí axiálního průtoku náplně válcem [10]

Vírová čísla slouží k porovnání vlastností kanálů při použití stejné metodiky měření. Experimentálně zjištěné hodnoty otáček náplně, průtočný objem a hodnoty, které popisují velikost motoru, jsou ve vztahu pro vírové číslo. Otáčky náplně nemůžeme pro složitost popisu proudění vypočítat. Určují se experimentálně buď dynamickou (LVM) nebo statickou (IMV) metodou, obě možnosti jsou zobrazeny na obrázku 16:



Obr. 18: Uspořádání aerodynamické zkoušky [10]

Výsledné vztahy pro vírové číslo podle metod měření:

- LMV:

$$\frac{n_j}{n} = \frac{n_j \cdot V_Z}{30 \cdot V_C} \quad (4.4)$$

- IVM:

$$\left(\frac{n_j}{n}\right)_M = \frac{2 \cdot M_t \cdot Z}{\rho \cdot V_C} \quad (4.5)$$

- n_j - Jmenovité otáčky
- n - Otáčky motoru
- V_Z - Zdvihový objem motoru
- V_C - Průtokový objem
- M_t - Moment motoru
- Z - Zdvih motoru
- ρ - Hustota pracovní látky

Optimální velikost vírového čísla závisí na způsobu tvorby a přípravy a charakteru směsi.

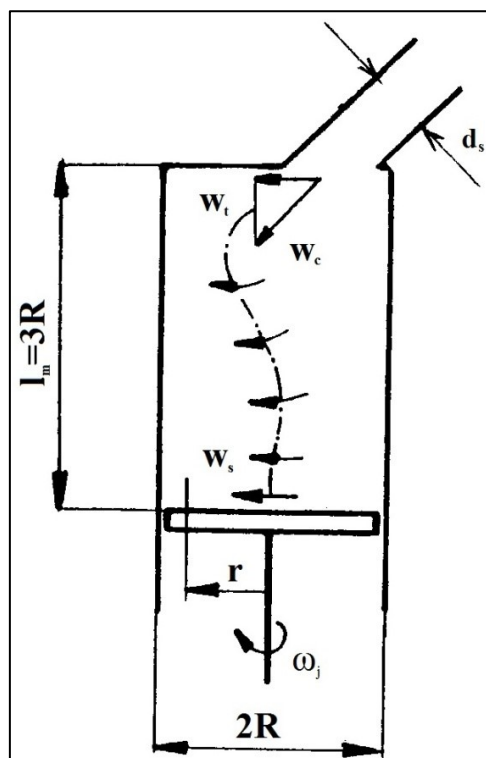
Záleží na typu kanálu, hodnoty vírového čísla $v = \left(\frac{n_j}{n}\right)$ jsou uvedeny v následující tabulce:

Typ kanálu	Poměr h/d_v	v
Přímý vířivý	0-0,3	0-1
Tangenciální	0-0,3	0-15
Šroubový	0-0,3	0-14

Tab. 2: Hodnoty vírového čísla v [1]

4.2.2 Vírový součinitel

Tento parametr je bezrozměrný, zjišťuje se zde údajů, které jsou zjištěny při modelové zkoušce pomocí rotačního anemometru. Rychlost rotující náplně se určuje na poloměru r .



Obr. 19: Rozdělení rychlosti ve válci [10]

Výsledný vírový součinitel pro popis víření udává podíl tangenciální rychlosti proudu k celkové rychlosti ve vstupním průřezu spalovacího prostoru:

$$c_s = \frac{w_t}{w_c} = \frac{w_t}{\frac{4 \cdot \dot{V}}{\pi \cdot d_s^2}} \quad (4.6)$$

- w_t - Tangenciální rychlost ve vstupním průřezu
- w_c - Tangenciální rychlost na rotačním anemometru
- \dot{V} - Objemový tok tekutiny vstupním průřezem
- d_s - Průměr sacího kanálu

4.3 Hydraulický odpor kanálu

Hydraulický odpor délkový je důsledek vnitřního tření proudící kapaliny a jejího tření o stěny potrubí, popřípadě kanálu, a hydraulický odpor místní je víření při změnách průřezového průřezu a změnách směru proudění. Způsobuje hydraulické ztráty. Je definován ztrátovým součinitelem a při turbulentním proudění jsou tyto ztráty úměrné kvadrátu průřezové rychlosti.

4.4 Teorie matematického modelování proudění

Proudění tekutin můžeme rozdělit podle několika hledisek:

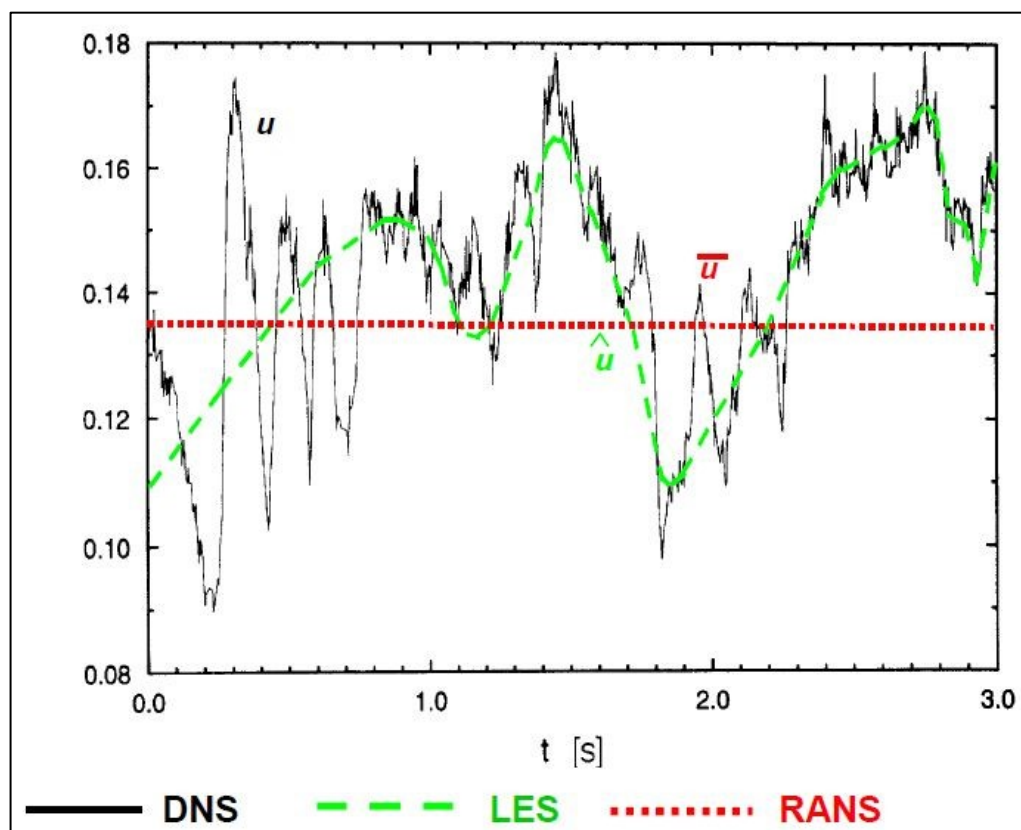
- **Fyzikální vlastnosti tekutiny:**
 - Proudění ideální tekutiny -
 - a) Potenciální - částice tekutiny se pohybují přímočaře nebo křivočaře po drahách
 - b) Vířivé - částice tekutiny se natáčejí kolem vlastních os
 - Proudění skutečné tekutiny -
 - a) Laminární - částice tekutiny se pohybují v tenkých vrstvách, nepřemísťují se po průřezu
 - b) Turbulentní - částice tekutiny mají podélnou i turbulentní (flukтуаční) rychlost, tím se přemísťují i po průřezu
- **Kinematické vlastnosti tekutiny:**
 - Podle uspořádání v prostoru -
 - a) Jednorozměrné (1D) - závislost veličin na poloze na křivce
 - b) Dvourozměrné (2D) - závislost veličin na poloze v rovině
 - c) Třírozměrné (3D) - závislost veličin na poloze v prostoru
 - Podle závislosti na čase -
 - a) Stacionární - veličiny nezávisí na čase
 - b) Nestacionární - veličiny závisí na čase

Dále se budu zabývat turbulentním nestacionárním prouděním.

4.4.1 Metody matematického modelování turbulentního proudění

Modelování turbulentního proudění je stále ve stavu výzkumu a vývoje, který se stále mění s pokrokem v matematice, fyzice a dalších technických odvětvích. U numerické simulace turbulentního proudění rozlišujeme 3 teoreticky rozdílné přístupy:

- **Metoda přímé simulace** – DNS (Direct Numerical Simulation)
- **Metoda velkých vírů** – LES (Large Eddy Simulation)
- **Metoda časového středování** – RANS (Reynolds Averaged Navier-Stokes equations)

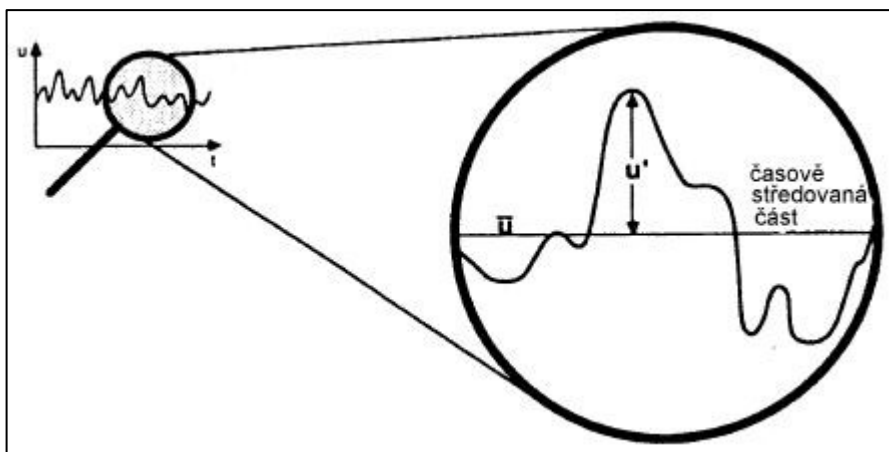


Obr. 20: Metody modelování turbulence [14]

U většiny inženýrských úloh turbulentního proudění jsou nejpoužívanějším nástrojem statistické modely turbulence, které jsou založeny na metodě časového středování veličin turbulentního proudění (RANS).

Metoda časového středování

Turbulentní proudění má náhodný charakter, ale je statisticky stabilní. Takové proudění je možno řešit pomocí Navier - Stokesových rovnic při použití metody časového středování. Podle Reynoldse lze okamžité hodnoty veličin popisujících toto proudění rozložit na část časově středovanou a flukтуаční složku (Obr. 20).



Obr. 21: Fluktuace a časově středovaná část [14]

$$\xi = \bar{\xi} + \xi'$$

kde

$$\bar{\xi}' = 0$$

$$\bar{\xi} = \frac{1}{N} \sum_i \xi_i$$

- ξ - Obecná proměnná

Platí zde Reynoldsova pravidla:

$$\bar{\bar{\xi}} = \bar{\xi}; \quad \overline{\bar{\xi} + \xi'} = \bar{\xi} + \bar{\xi}' = \bar{\xi}; \quad \overline{\bar{\xi}\xi'} = 0; \quad \overline{\bar{\xi} + \bar{\psi}} = \bar{\xi} + \bar{\psi}; \quad \overline{\bar{\xi}\bar{\psi}} = \bar{\xi} \cdot \bar{\psi} + \overline{\xi'\psi'}; \quad \frac{d\bar{\xi}}{dx} = \frac{d\bar{\xi}}{dx}$$

- $\overline{\xi'\psi'}$ - Korelační moment flukтуаčních složek

Dosažením součtu časově středované a flukтуаční složky do rovnice kontinuity dostaneme:

$$\frac{\partial(\bar{u}_j + u'_j)}{\partial x_j} = 0 \quad (4.7)$$

$$\frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_j} + \frac{\partial u'_j}{\partial x_j} = 0 \quad (4.8)$$

Po časovém středování platí:

$$\frac{\partial \overline{u_j}}{\partial x_j} + \frac{\partial \overline{w_j}}{\partial x_j} = 0 \quad (4.9)$$

Rovnice kontinuity pro středovanou hodnotu má tvar:

$$\frac{\partial \overline{u_j}}{\partial x_j} = 0 \quad (4.10)$$

Rovnici kontinuity pro flukтуаční složku dostaneme odečtením rovnice (4.10) od rovnice (4.9):

$$\frac{\partial w_j}{\partial x_j} = 0 \quad (4.11)$$

Boussinesquova hypotéza o turbulentní viskozitě

U matematických modelů turbulence je základem popis lokálního stavu turbulence vírovou (turbulentní) viskozitou, která je vyjádřena délkovým a rychlostním měřítkem:

$$\mu_t \approx l \cdot u \quad (4.12)$$

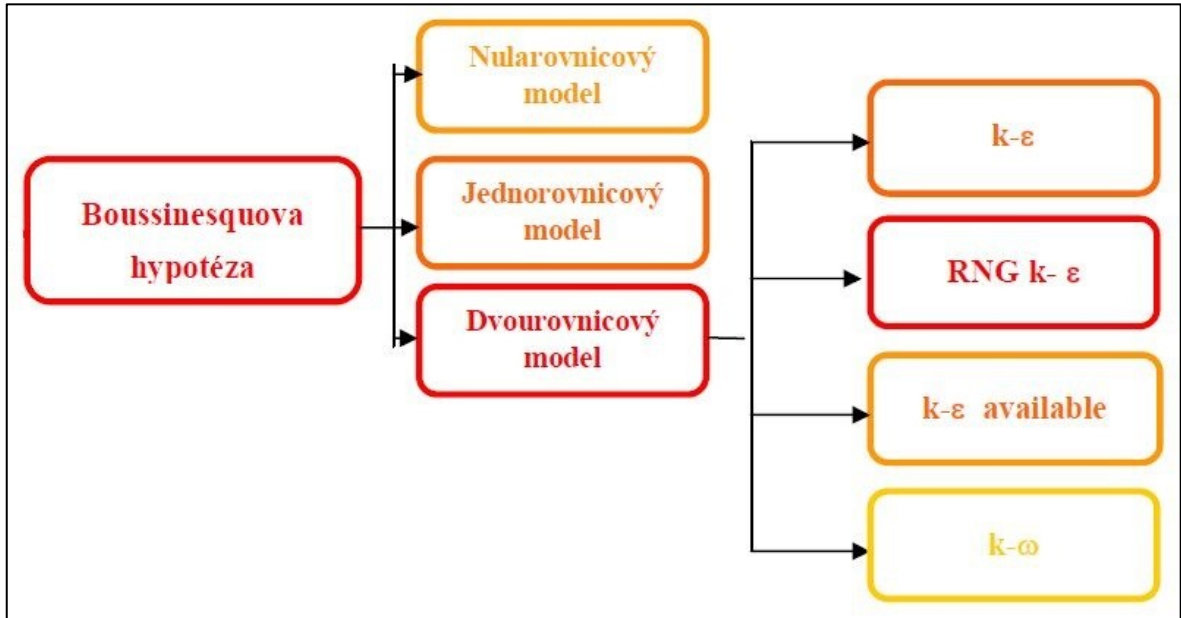
Úkolem jednotlivých modelů turbulence je pak vyjádřit turbulentní napětí a toky tepla nebo jiných skalárních veličin pomocí zvoleného měřítka a určit rozložení tohoto parametru v proudovém poli. Většina modelů přitom využívá **Boussinesquovy hypotézy** o vírové (turbulentní) viskozitě. Tato hypotéza předpokládá, že podobně jako při laminárním proudění, kdy platí v zjednodušeném dvourozměrném proudění pro smykové napětí Newtonův vztah, jsou turbulentní napětí a turbulentní toky úměrné gradientu střední rychlosti, teploty, koncentrace apod. [14]



Obr. 22: Boussinesquova hypotéza [14]

Statistické modely turbulence

Problémem při výpočtu turbulentního smykového proudění je v přítomnosti Reynoldsova napětí v rovnicích popisujících střední pohyb tekutiny, proto systém pohybových rovnic není uzavřen jako u laminárního proudění. Soubor přídatných rovnic a empirických vztahů tvoří společně s pohybovými rovnicemi tzv. model turbulence. Rozdělení je vidět na obrázku 22 [14].



Obr. 23: Schéma metod řešení [14]

Dvourovnicový k-ε model

Tento model určuje turbulentní viskozitu pomocí dvou transportních rovnic pro k a ε . Zde se využívá Boussinesquovy hypotézy o vírové viskozitě. Rovnice kontinuity pro středované veličiny a rovnice pro přenos hybnosti jsou doplněny rovnicí pro přenos kinetické turbulentní energie k a rychlosti disipace ε .

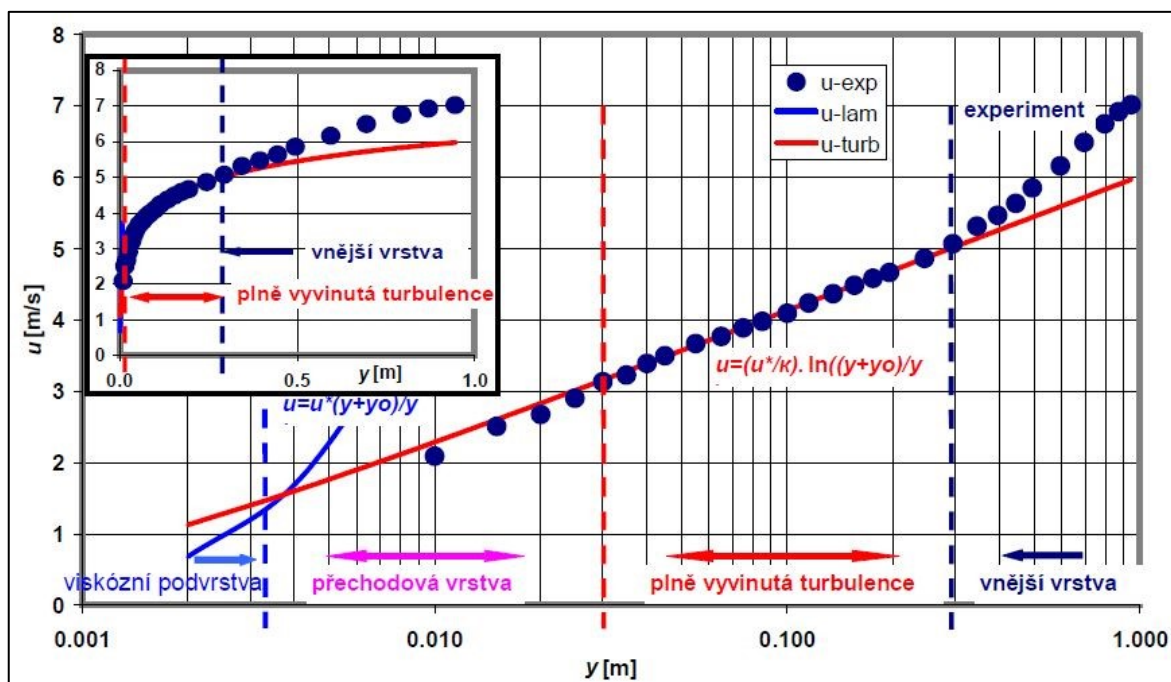
$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \bar{u}_j k)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{\mu_t}{\sigma_k} \cdot \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + \mu_t \left(\frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_l} + \frac{\partial \bar{u}_l}{\partial x_j} \right) \frac{\partial \bar{u}_l}{\partial x_j} g_j \frac{\mu_t}{\rho \sigma_h} \frac{\partial \rho}{\partial x_j} - \rho \varepsilon \quad (4.13)$$

$$\frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \bar{u}_j \varepsilon)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \cdot \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right) + \rho C_{1\varepsilon} (P + C_{3\varepsilon} G) - \rho C_{2\varepsilon} \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (4.14)$$

kde P a G reprezentují tvorbu turbulentní kinetické energie v důsledku napětí a vztlkových sil a $C_{1\varepsilon}=1,44$; $C_{2\varepsilon}$; $C_{3\varepsilon}$; $\sigma_k=1$; $\sigma_\varepsilon=1,3$ jsou konstanty určené empiricky a σ_h je Prandltovo turbulentní číslo.

Stěnová funkce

Modelování proudění u stěny ovlivňuje přesnost numerického řešení v celé oblasti. V blízkosti stěny se řešené veličiny rychle mění, výrazně se zde uplatňuje přenos hybnosti a skalárních veličin. Turbulence je těsně u stěny potlačena, ve vnější části mezní vrstvy však dochází k výrazné produkci turbulentní kinetické energie v důsledku Reynoldsových napětí a gradientu střední rychlosti. Četné experimenty prokázaly, že oblast u stěny, tzv. mezní vrstva, může být rozdělena na více částí. Bezprostředně u stěny se nachází viskózní (laminární) podvrstva, proudění je zde téměř laminární a molekulární viskozita má dominantní vliv na přenos hybnosti, tepla a hmotnosti. Vnější část mezní vrstvy se označuje jako plně turbulentní vrstva, dominantní úlohu zde hraje turbulence. Mezi laminární podvrstvou a plně turbulentní vrstvou se vyskytuje přechodová vrstva, kde se stejnou měrou uplatňují účinky molekulární viskozity i turbulence. Rozdělení mezní vrstvy je znázorněno na obr. 23. [14]



Obr. 24: Rozdělení oblasti v blízkosti stěny [14]

4.5 Příprava CAD dat

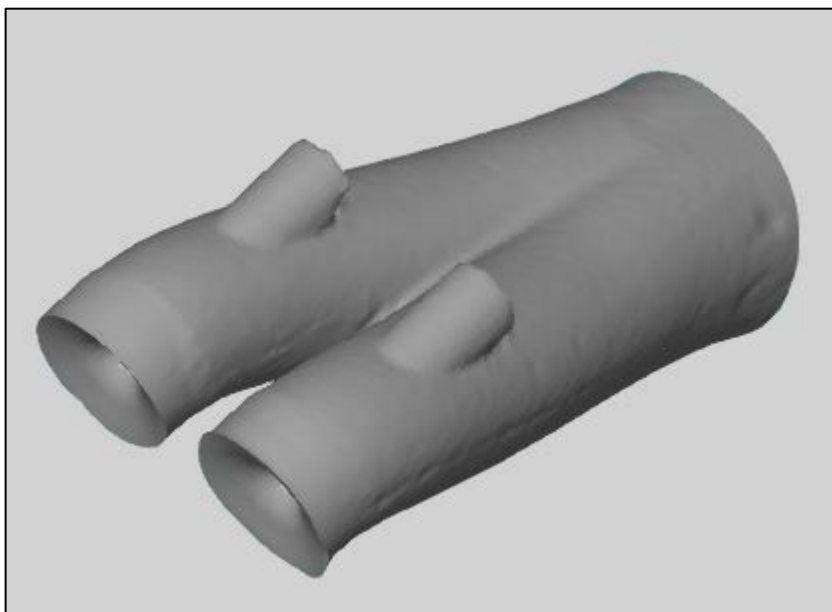
Použitá metoda pro návrh sacích a výfukových kanálů se nazývá reverzní inženýrství. Pro návrh úpravy kanálů bylo zapotřebí vytvořit počítačový model sacích a výfukových kanálů, ventilů a spalovací komory. Proto byly tyto části skenovány 3D skenerem. Naskenované data jsem obdržel od týmu Formula SAE na VŠB-TU Ostrava. Data jsem následně upravoval v programech GOM Inspect V8, Creo Parametric 1.0 a provedl jsem analýzu proudění v softwaru Star-CCM+.



Obr. 25: Všechny skenované části [1]

4.5.1 Úprava skenovaných modelů

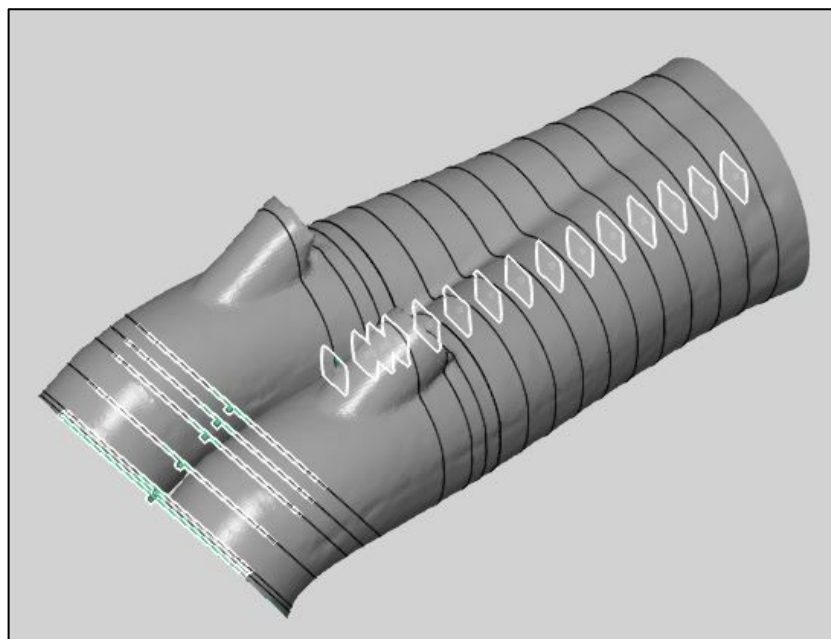
Úpravu skenovaných modelů jsem provedl v programu GOM Inspect V8, který je po registraci volně ke stažení na webu firmy. Do tohoto programu jsem exportoval data ze skenování ve formátu *.stl, který obsahuje mrak ploch.



Obr. 26: Sací kanál v programu GOM [1]

Před exportováním do programu Creo Parametric 1.0 jsem jako první vytvořil roviny, záložka „Construct“ obsahuje možnost „Plane“, kde je možno volit mezi několika typy vytvoření rovin. Zvolil jsem „3-Point Plane“ pro vytvoření první roviny, na kterou jsem potom navázal možností „Parallel Plane“. Model jsem rozdělil několika rovinami, v místě složitějších přechodů jsem vložil roviny blíže k sobě. V těchto rovinách jsem poté provedl řezy také v záložce „Construct“, dále potom „Section“ a provedl jsem řezy buď „Single Section“ nebo „Multisection Parallel“ v již vytvořených rovinách.

Po těchto úpravách jsem provedl export řezů do formátu *.igs a následně upravoval v Creu.



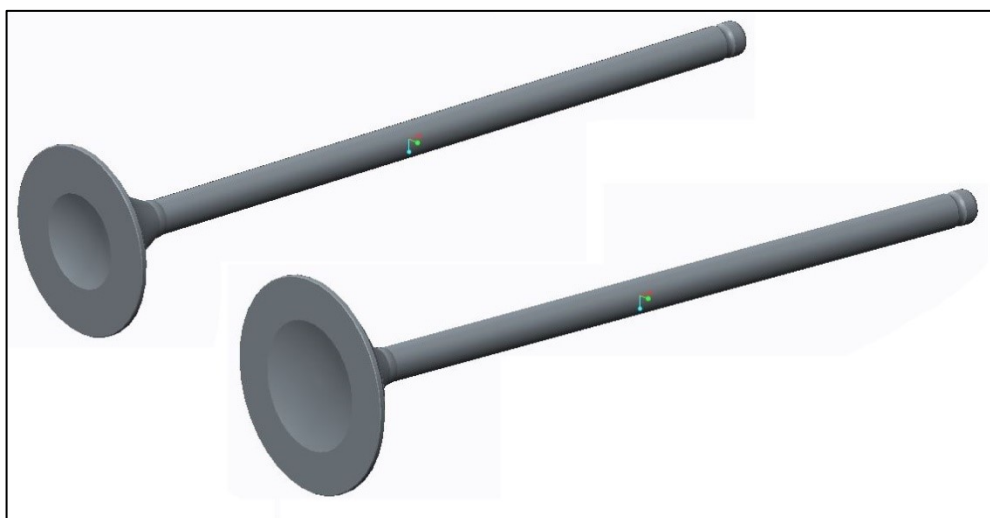
Obr. 27: Sací kanál - řezy a zmenšené roviny v programu GOM [1]

4.5.2 CAD Modely

K modelování sacího a výfukového ventilu, sacího a výfukového kanálu a spalovací komory jsem využil program Creo Parametric 1.0, v němž lze vytvářet přesné součásti parametrickým zadáváním.

Sací a výfukové ventily

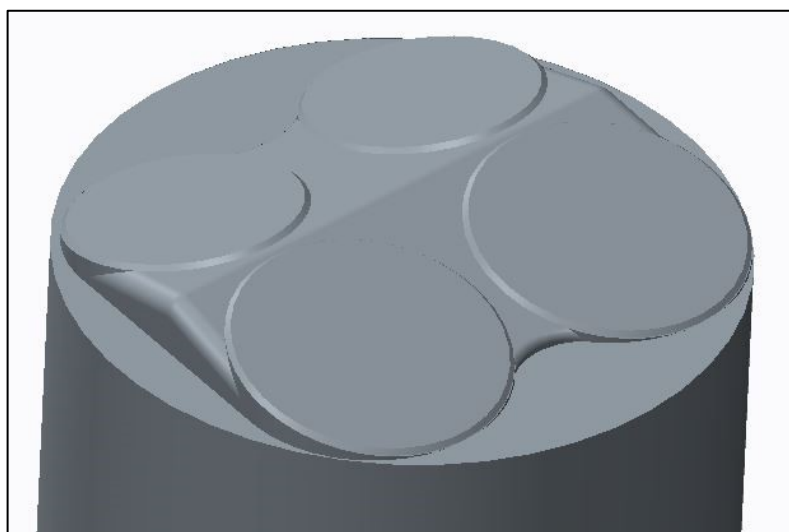
Jako první jsem vytvořil modely sacích a výfukových ventilů. Jelikož byly osy ventilu po naskenování nepřesné, rozhodl jsem se ventily změřit posuvným měřidlem a vytvořit modely odpovídající těmto parametrům. Využil jsem k tomu funkci „Revolve“ a osu rotace.



Obr. 28: Sací a výfukový ventil v programu Creo [1]

Spalovací komora

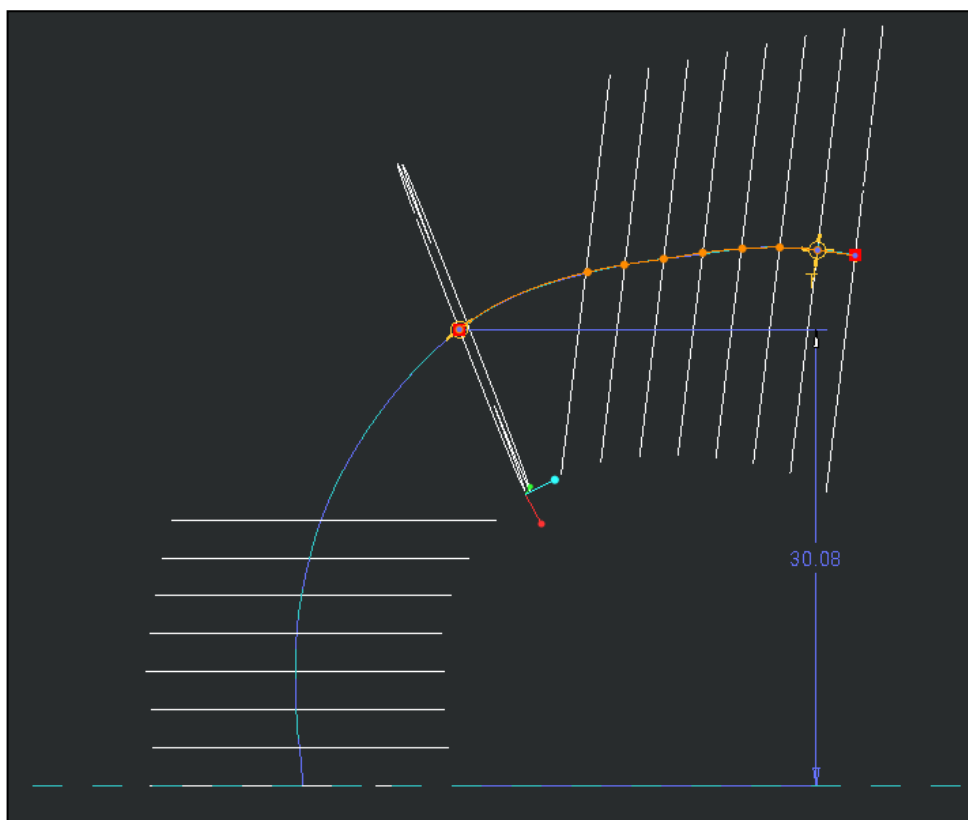
Spalovací komora má složitější tvar, řezy z programu GOM byly nepřesné, proto jsem se rozhodl pro stejný postup jako v případě ventilů. Změřil jsem si odlitek spalovacího prostoru a poté vymodeloval v programu Creo Parametric 1.0. Začal jsem půdorysem, změřil jsem si tloušťku odlitku a použil funkci „Extrude“. Postupným odebráním materiálu dle naměřených hodnot a zaoblením, případně sražením hran jsem se dostal k modelu, který je vidět na obrázku 29. K tomuto jsem domodeloval válec, použitím funkce „Extrude“, který má průměr 65,5 mm, čemuž odpovídá vrtání válce. Válec je rovněž prodloužený aby nedošlo k ovlivnění výsledků zpětným prouděním.



Obr. 29: Spalovací komora s válcem v programu Creo [1]

Sací a výfukový kanál

Dále bylo potřeba vytvořit model sacího a výfukového potrubí. Na základě vytvořených řezů se obvykle používá funkce "Style", při které se z jednotlivých průřezů tvořících kostru modelu vytvoří povrchový model. Získané řezy nebyly dostatečně kvalitní, proto jsem k tvorbě modelů sacího a výfukového potrubí využil funkci "Sweep blend". Tato funkce umožňuje tažením na zadané trajektorii vytvořit model s jiným počátečním a koncovým průřezem. Podobně jako u tvorby ventilu jsem vytvořil rovinu, které v tomto případě byla rovnou symetrie sacího nebo výfukového potrubí. V této rovině jsem provedl náčrt trajektorie (Obr. 30) a poté funkcí "Sweep blend" vytvořil pravou nebo levou část potrubí a podle roviny symetrie jsem vytvořil i druhou stranu potrubí. Podle potřeby jsem upravil plochy funkcí "Round".



Obr. 30: Náčrt trajektorie pro tažení průřezu potrubím [1]

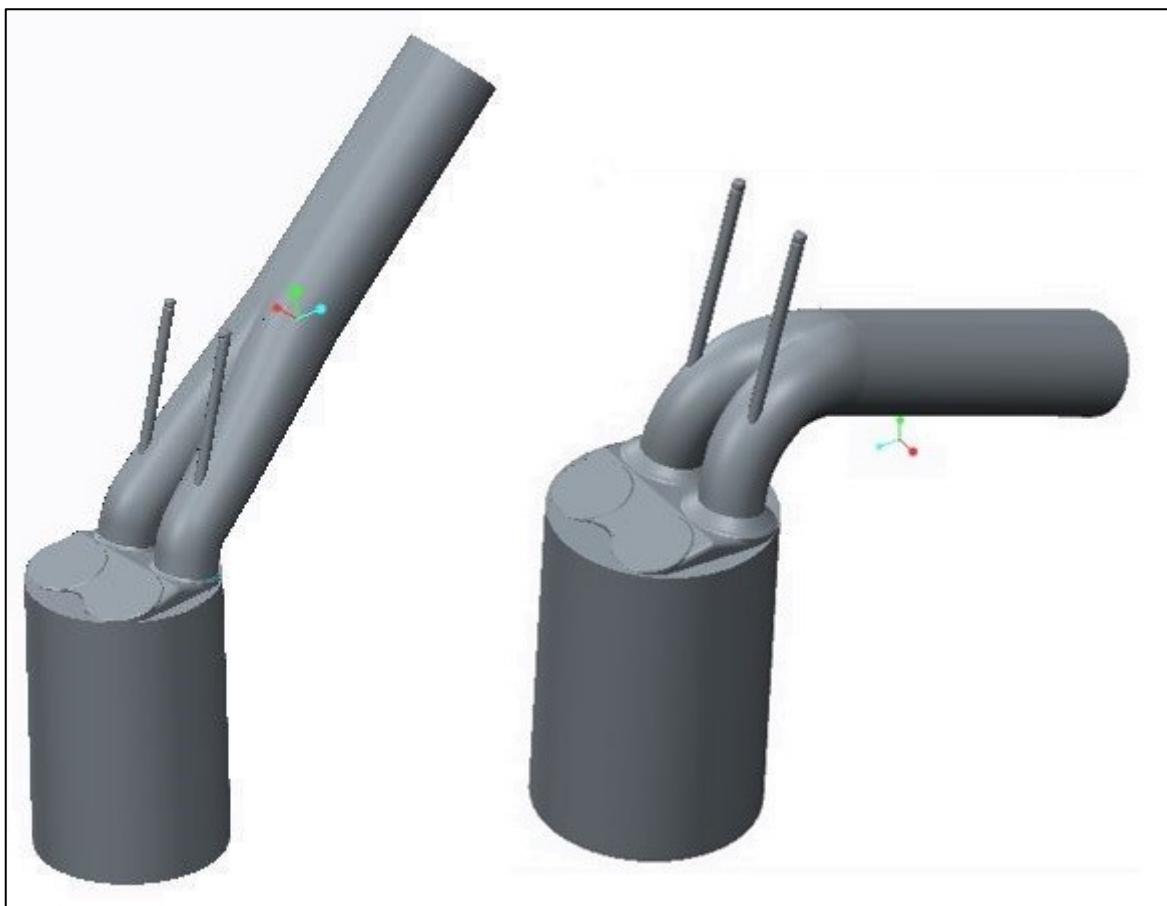
Sestava modelu

Sestavu jsem rozdělil na sací a výfukovou část. U obou sestav bylo nutné domodelovat přechod mezi spalovacím prostorem a samotnými kanály z důvodu nepřesností při odlívání skenovaných částí motoru. Dodělány byly sedla ventilů.

Ventily jsem poté zavazbil k ose vstupu do spalovacího prostoru vazbou „Coincident“ a poté ještě k ploše spalovací komory vazbou „Distance“, takže bylo možné nastavit otevření ventilu po 1 mm až do maximálního otevření 7,5 mm.

Osu souměrnosti sacího kanálu jsem stejně jako výfukový kanál zavazbil k ose válce vazbou „Coincident“. Vazbou „Distance“ jsem k ploše spalovací komory zavazbil plochu výstupu sacího kanálu do spalovacího prostoru.

Sestavy jsou vidět na obrázku 31.

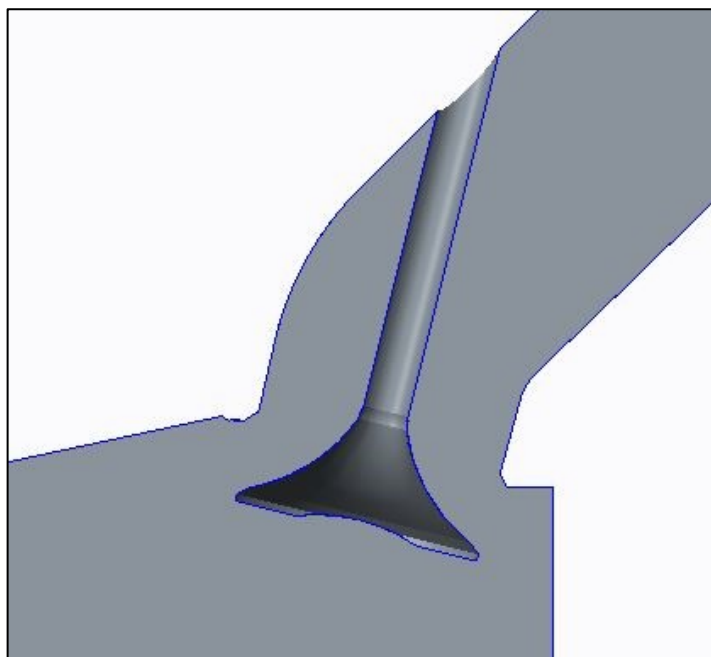


Obr. 31: Sestava sání a výfuku v programu Creo [1]

Pro další simulaci v CFD programu Star-CCM+ bylo nutné součásti z každé sestavy spojit v jednu součást. Využil jsem funkci „Merge“, která se nachází v záložce „Component“ a dále „Component Operations“. Pak stačilo zvolit zmíněnou funkci „Merge“, označit spalovací prostor, jehož součástí je i válec, potvrdit volbu a poté kliknout na sací kanál, tím došlo ke spojení těchto součástí.

Dále bylo třeba odečíst objem ventilů od sestavy. Funkce „Cut Out“ se nachází ve stejné záložce jako „Merge“. Označením sestavy, potvrzením a označením ventilu dojde k odečtení objemu.

Součást jsem uložil do formátu „*.iges“.



Obr. 32: Řez sáním pro plně otevřený ventil [1]

4.6 CFD Simulace

K simulaci proudění jsem použil program Star-CCM+, jehož základem je dynamická analýza proudění tekutin, která je vyhodnocovaná pomocí matematických, fyzikálních a termodynamických zákonů.

Základní vstupy:

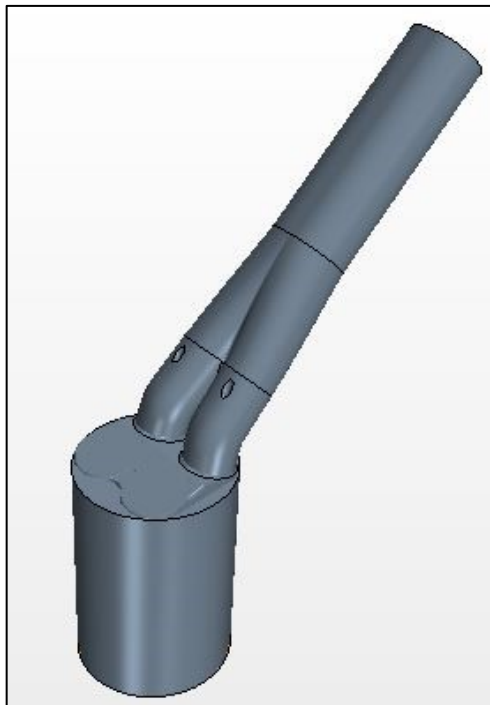
- Geometrie sestavy
- Vlastnosti média
- Okrajové podmínky
- Ostatní parametry výpočtu

Před simulací jsem rozdělil sestavu na jednotlivé plochy. Při vytvoření výpočtové sítě jsem podle důležitosti ploch upravil její jemnost pro přesnější výsledky. V méně důležitých místech nemusí být síť tak jemná, výsledný čas simulace se tudíž zkrátí.

Po vytvoření sítě jsem nastavil fyzikální podmínky simulace a také scény pro zobrazení tlaku, hmotnostního průtoku a rychlosti proudění. Pro vykreslení těchto veličin jsem vytvořil řez sestavou.

4.6.1 Import modelu

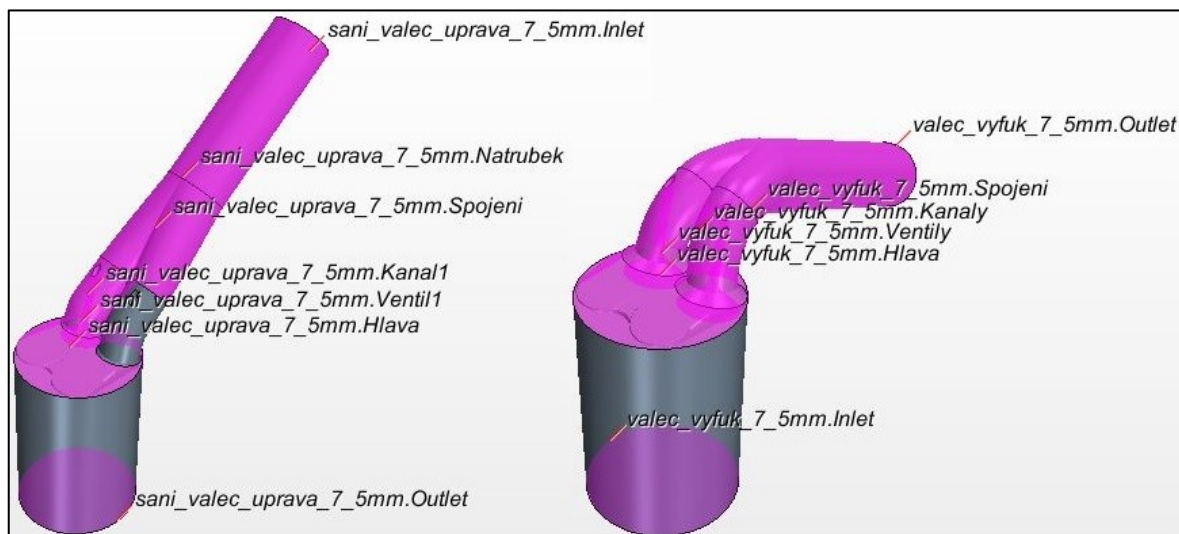
Z programu Creo Parametric 1.0 jsem importoval součást ve formátu *.iges. U jiných formátů v programu Star-CCM+ nebyly zobrazeny některé plochy, proto jsem zvolil tento formát, u kterého byla sestava konzistentní.



Obr. 33: Importovaný model v programu Star-CCM+ [1]

4.6.2 Úprava modelu

Po importu modelu jsem rozdělil sestavu na jednotlivé plochy. Vstup a výstup jsem označil jako „Pressure Outlet“, u nich je možné nastavit tlakový spád. Ostatní plochy jsou označeny jako „Wall“, jedná se o válec, hlavu, ventily, kanály a spojení s nátrubkem.



Obr. 34: Plochy sání a výfuku v programu Star-CCM+ [1]

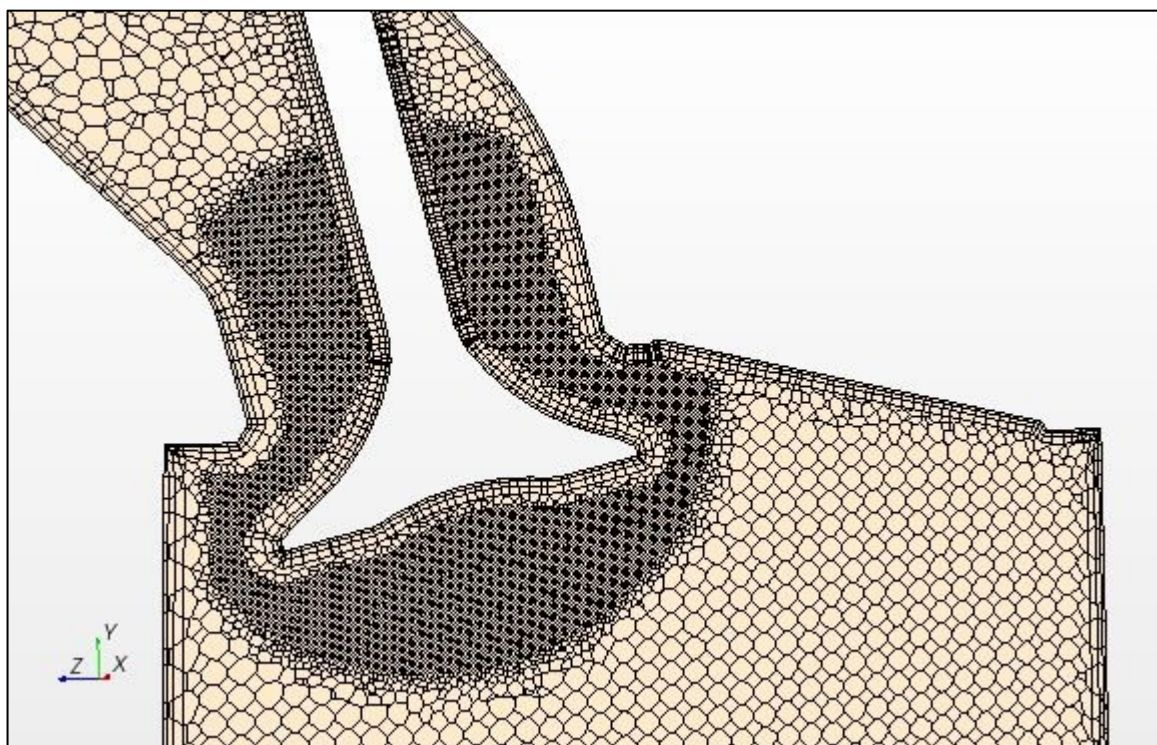
4.6.3 Síť modelu

K výpočtu proudění média v sací i výfukové soustavě bylo zapotřebí vytvořit v modelu síť. Tato síť rozdělí celkový objem na dílčí objemy, u kterých pak lze upravovat jemnost pro přesnější výpočet.

Nachází se v záložce „Continua“ pod názvem „Mesh Continuum“. Dále jsem zvolil tyto funkce: „Surface Remesher“ pro zvýšené kvality sítě, „Polyhedral Mesher“ a „Prism Layer Mesher“, u kterého jsem nastavil počet prizmatických vrstev na 3.

Poté bylo nutné zjemnit síť v prostoru hlavy válce a u ventilů. Proto jsem vytvořil oblasti kolem těchto prvků a u nich jsem zjemnil síť pro větší přesnost výpočtu. Na obrázku 35 je zobrazena síť v řezu.

Po nastavení těchto hodnot následovalo vygenerování této sítě volbou „Generate Volume Mesh“.



Obr. 35: Vygenerovaná síť v řezu (sání) v programu Star-CCM+ [1]

4.6.4 Fyzikální vlastnosti

K výpočtu je potřeba nastavit také fyzikální vlastnosti proudění a vlastnosti proudícího média. V záložce „Continua“ se nachází „Physics Model“, zde se nastavují postupně jednotlivé vlastnosti, pro výpočet jsem zvolil tyto:

- Steady - Časově ustálené proudění
- Gas - Médium - Plyn
- Coupled Flow - Nestlačitelné proudění
- Ideal Gas - Ideální plyn
- Turbulent - Turbulentní proudění
- K-Epsilon Turbulence - Typ turbulentního proudění

	Sací část	Výfuková část
Referenční tlak [Pa]	101325	101325
Tlak na vstupu [Pa]	0	5000
Tlak na výstupu [Pa]	-5000	0

Tab. 3: Okrajové podmínky [1]

4.6.5 Další nastavení

Pro zobrazení zvolených veličiny jsem nastavil scény, které ukáží vývoj dané veličiny v průběhu simulace po jednotlivých iteracích.

Nastavil jsem „Mesh Scene“ se zobrazením sítě modelu v nastaveném řezu, který prochází celým modelem (Obr. 35), dále „Scalar Scene“ pro zobrazení tlaku, „Vector Scene“ ukazuje průběh rychlosti média v modelu. Průběh lze sledovat i pomocí funkce „Streamlines“, které vykresluje proudnice v trojrozměrném modelu.

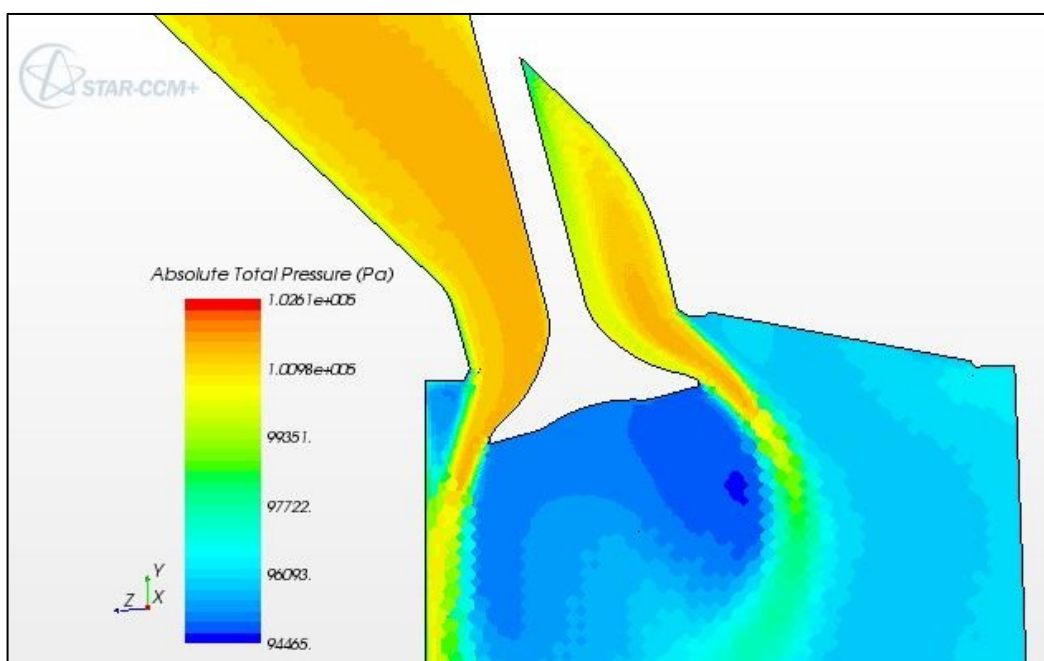
Pro sledování průběhu hmotnostního toku jsem v záložce „Reports“ vytvořil položku „Mass Flow“, dále jsem k vykreslení do grafu použil funkci „Create Monitor and Plot from Report“, poté se tato sledovaná veličina objeví v záložce „Plots“, spolu s „Residuals“, které si zobrazíme. U hmotnostního toku se sleduje ustálení proudění, pak je možno výpočet ukončit. Rezidua určují přesnost výpočtu.

4.6.6 Simulace proudění

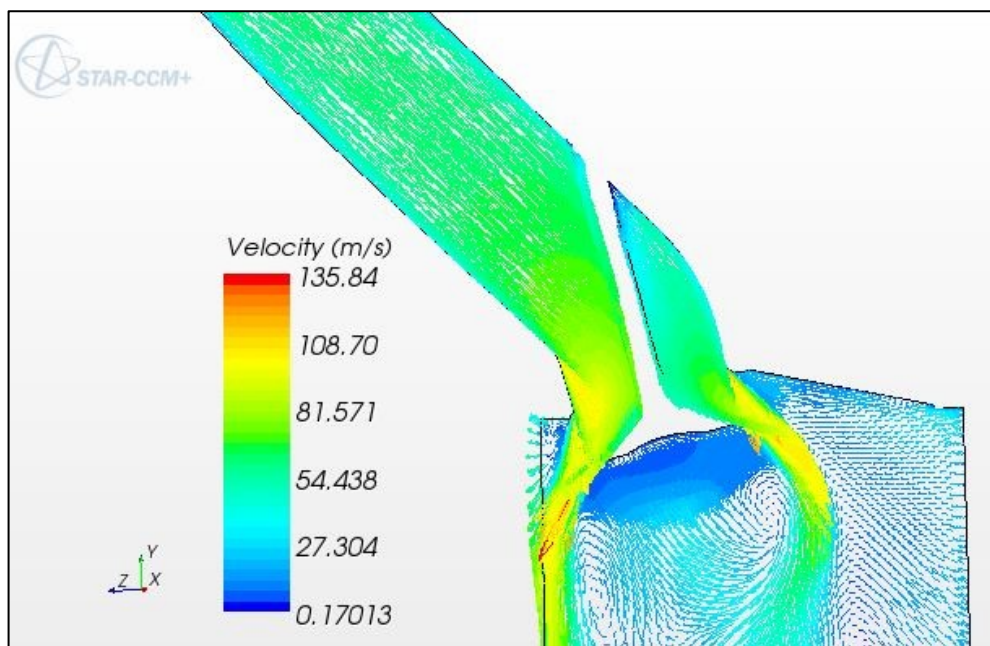
Po zadání modelů a parametrů výpočtu a výstupních scén bylo možné zahájit výpočet kliknutím na ikonu „Run“. Postup po jednotlivých iteracích lze sledovat živě. Simulaci jsem provedl zvlášť pro sací a výfukovou část.

Sací část

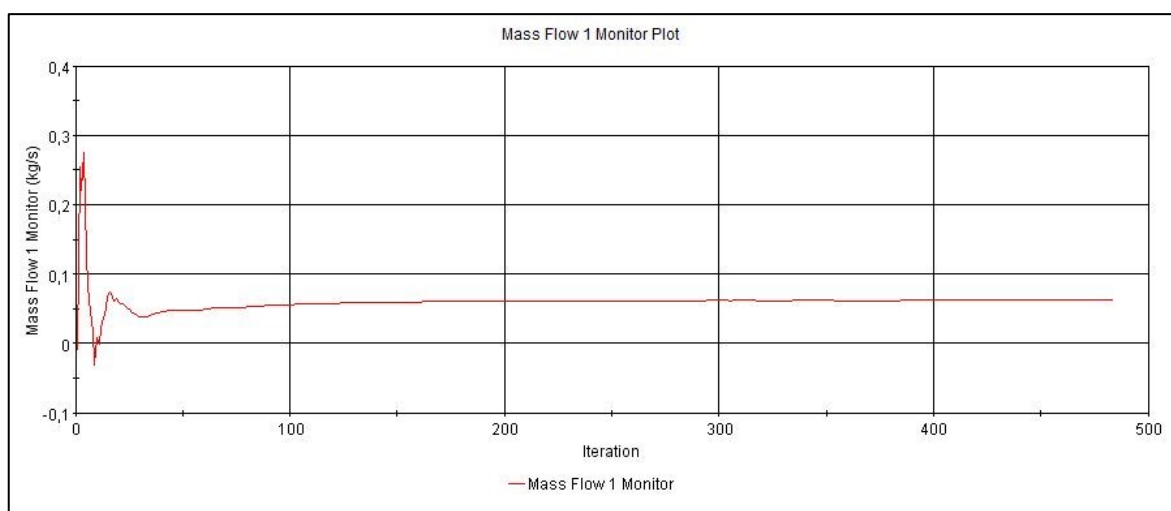
Při simulaci byl sledován tlak v systému, dále rychlost proudění média a hmotnostní průtok. Přesnost simulace udávají rezidua, čím nižší hodnoty jsou, tím je simulace přesnější. Výsledky pro maximální zdvih ventilů 7,5 mm jsou vidět na následujících obrázcích.



Obr. 36: Tlak v sací části, Star-CCM+ [1]



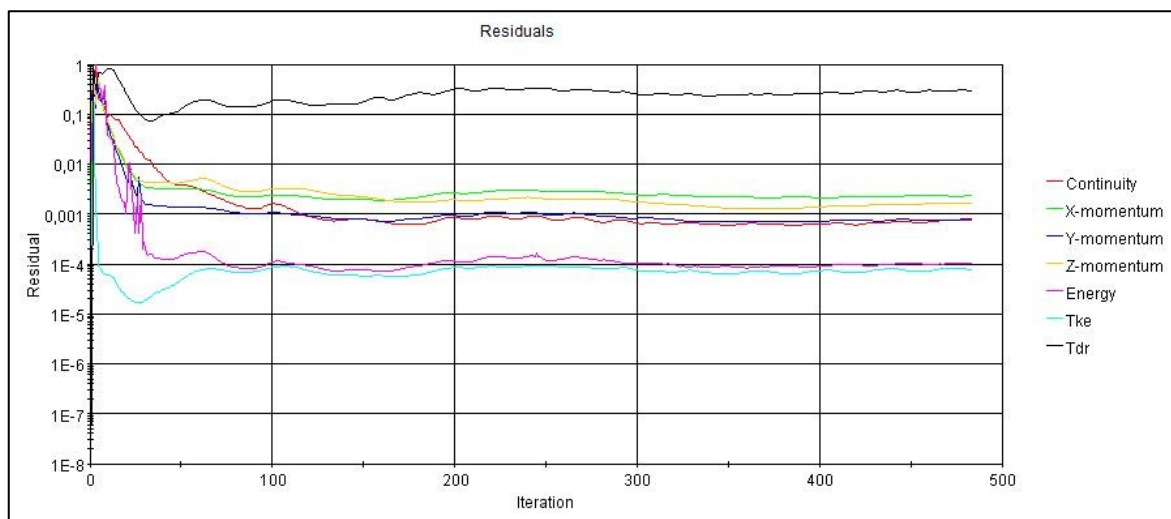
Obr. 37: Rychlost v sací části, Star-CCM+ [1]



Obr. 38: Hmotnostní průtok v sací části, Star-CCM+ [1]

Mass flow CFD	
Zdvih [mm]	Outlet [kg/s]
1	0.0101
2	0.0197
3	0.0278
4	0.0393
5	0.0476
6	0.0504
7	0.06
7.5	0.0617

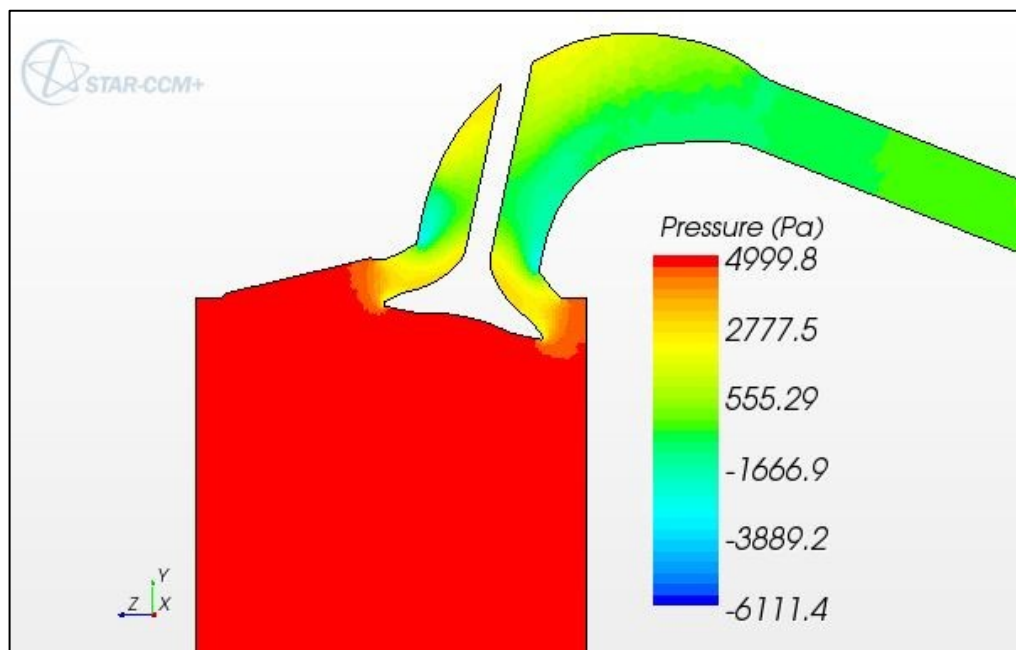
Tab. 4: Hmotnostní průtok na výstupu [1]



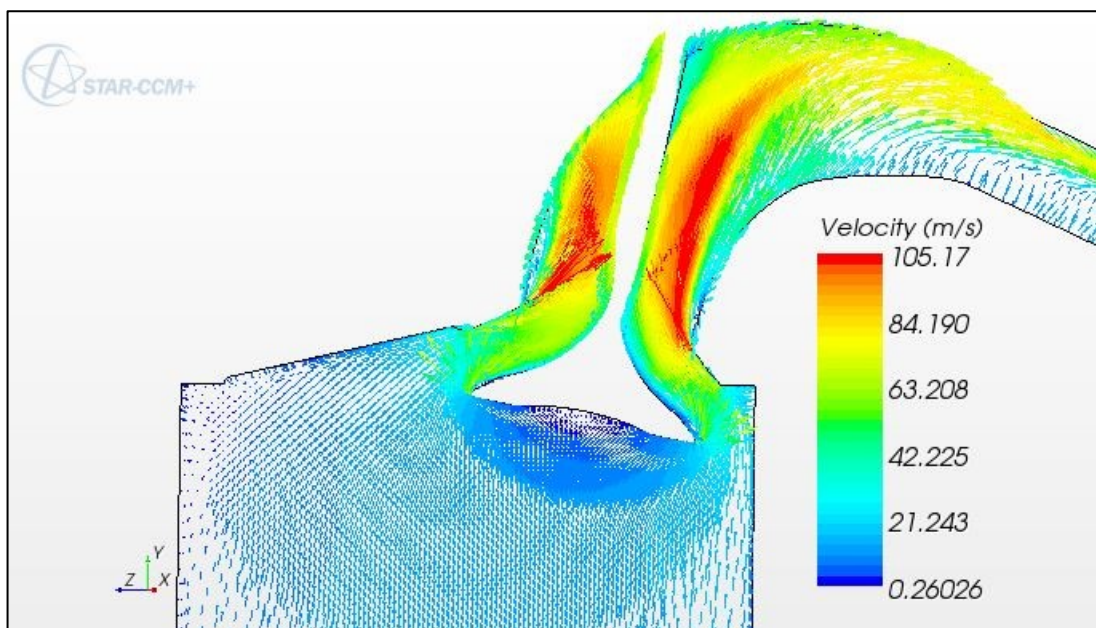
Obr. 39: Rezidua, Star-CCM+ [1]

Výfuková část

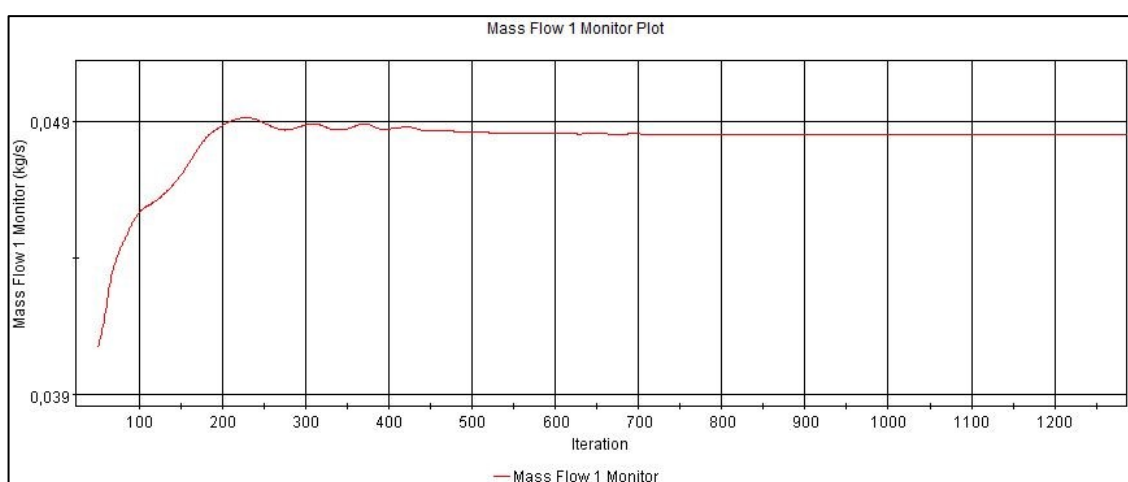
U výfukové části byl sledován rovněž tlak a rychlost proudění, hmotnostní průtok a rezidua. Výsledky pro maximální zdvih ventilů 7,5 mm jsou zobrazeny na následujících obrázcích.



Obr. 40: Tlak ve výfukové části, Star-CCM+ [1]



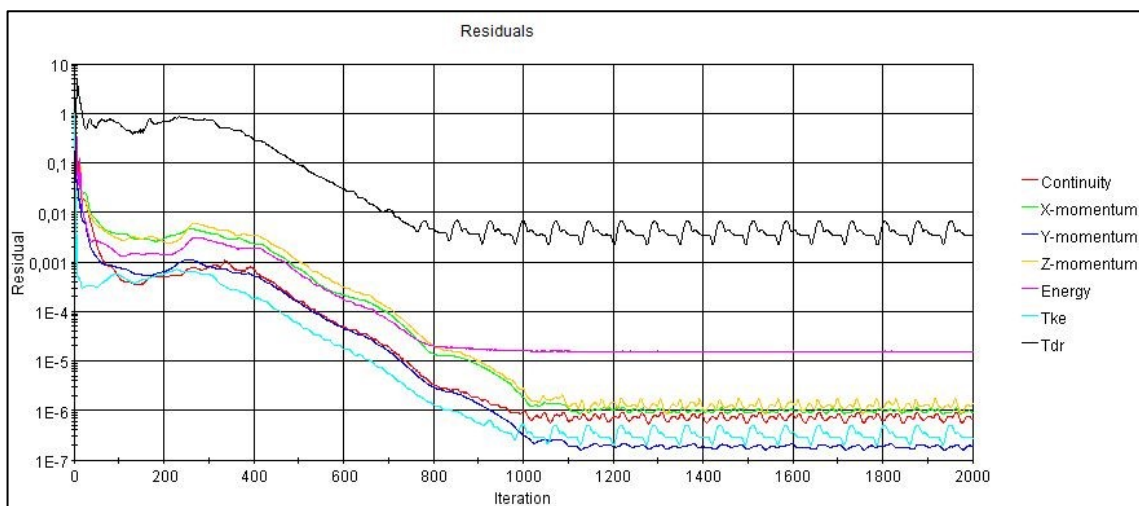
Obr. 41: Rychlost proudění ve výfukové části, Star-CCM+ [1]



Obr. 42: Hmotnostní průtok ve výfukové části, Star-CCM+ [1]

Mass flow CFD	
Zdvih [mm]	Outlet [kg/s]
1	0.0128
2	0.0224
3	0.0325
4	0.0369
5	0.0412
6	0.0451
7	0.047
7.5	0.0485

Tab. 5: Hmotnostní průtok na výstupu [1]



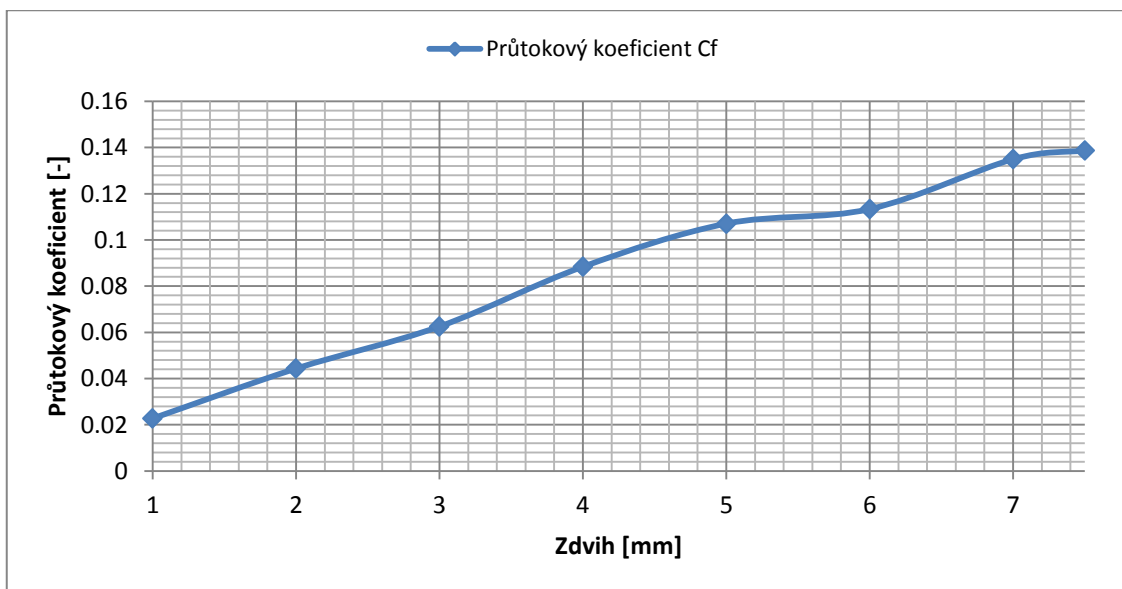
Obr. 43: Rezidua, Star-CCM+ [1]

Průtokový koeficient

Hodnoty průtokového koeficientu pro sací část jsou uvedeny v tabulce 6 a pro výfukovou část v závislosti na zdvihu ventilů v tabulce 7, dále je zde uveden hmotnostní průtok. Závislost je vidět pro sací část na obrázku 44 a pro výfukovou na obrázku 45.

Průtokový koeficient		
Zdvih [mm]	m_{skut}	Cf
1	0.0101	0.02271842
2	0.0197	0.04431216
3	0.0278	0.06253188
4	0.0393	0.08839939
5	0.0476	0.10706898
6	0.0504	0.11336716
7	0.06	0.1349609
7.5	0.0617	0.13878479

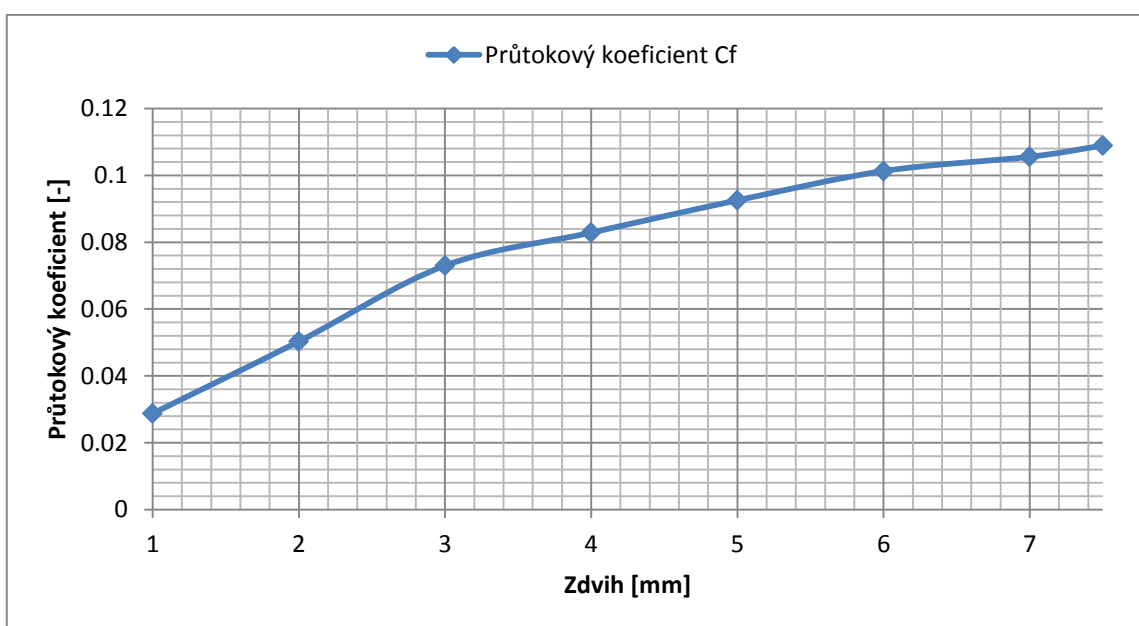
Tab. 6: Hodnoty průtokového koeficientu, sání [1]



Obr. 44: Závislost průtokového koeficientu na zdvihu ventilů [1]

Zdvih [mm]	m_{skut}	C_f
1	0.0128	0.028753947
2	0.0224	0.050319408
3	0.0325	0.073008069
4	0.0369	0.082892238
5	0.0412	0.092551767
6	0.0451	0.101312736
7	0.047	0.1055809
7.5	0.0485	0.108950503

Tab. 7: Hodnoty průtokového koeficientu, výfuk [1]



Obr. 45: Závislost průtokového koeficientu na zdvihu ventilů [1]

4.7 Hodnocení simulace

Výsledky simulace ovlivnily určité zjednodušení, které byly použity pro snížení výpočtové náročnosti. Přesto se hodnoty blíží skutečným hodnotám motorů.

Sledován byl hmotnostní tok, tlak a rychlost proudění. Hodnoty byly závislé zejména na tlakovém spádu. Hmotnostní tok byl dále použit pro výpočet průtokového koeficientu.

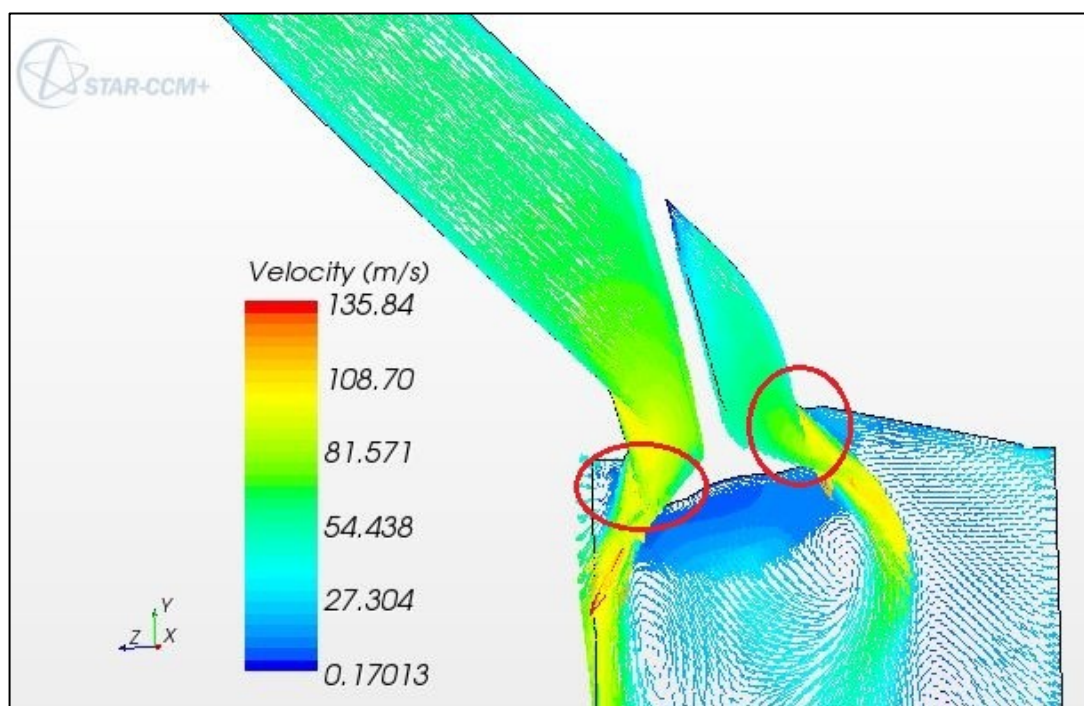
5 Návrh úpravy sacích a výfukových kanálů

Automobilové motory jsou v současnosti konstruovány s ohledem na co nejnižší náklady při výrobě, avšak za požadavku co nejvyšší životnosti, z tohoto důvodu se přistupuje ke kompromisům, které ovlivňují celkovou konstrukci motoru.

Sací a výfukové kanály jsou v motorech určitým kompromisem, jejich modifikace má za následek zvýšení dopraveného množství směsi do spalovacího prostoru a tím také zvýšení hodnoty točivého momentu.

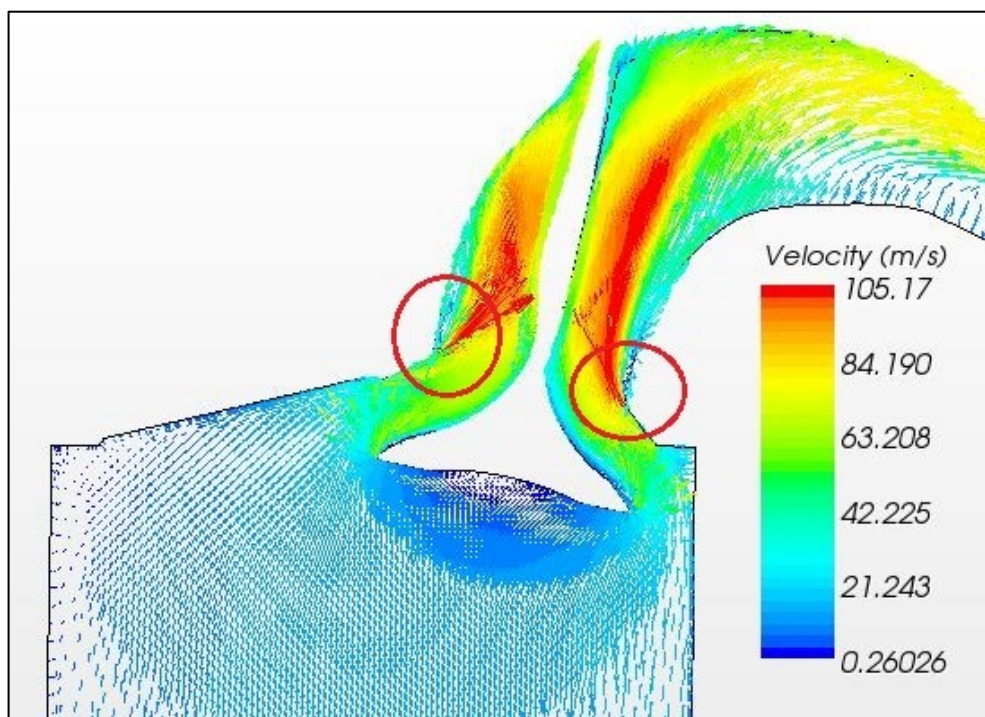
Úpravu lze provést několika způsoby, záleží na finančních možnostech. Modifikovat lze povrch kanálu, tvar a úhel kanálu vůči ose válce, nebo lze také upravit ventil. Nežádoucí jsou ostré hrany a přechody. Na základě simulací jsem zjistil, ve kterých místech je potřeba pro lepší průchod směsi provést úpravu kanálů.

U sacího traktu by bylo vhodné upravit přechodové plochy mezi sedlem ventilů a ventilem a také vyhladit ventil pro lepší obtékání, to je však časově i finančně náročnější.



Obr. 46: Návrh pro úpravu sacího traktu [1]

U výfukového traktu by bylo vhodné upravit ostré přechody v místech označených na obrázku 47.



Obr. 47: Návrh pro úpravu výfukového traktu [1]

6 Zhodnocení a doporučení

Výsledky simulací ovlivnila volba výpočtové sítě, jednalo se o určitý kompromis mezi přesností a časovou náročností. Hodnoty reziduí ukazují na relativně přesné simulace.

Ze simulací lze vycházet při návrhu úprav, které zvýší hmotnostní průtok a tím i hodnotu průtokového koeficientu.

Při práci jsem vycházel z osvědčených úprav sacích a výfukových kanálů a také ventilů. Doporučuji tedy vyleštění kanálů, vhodná je také úprava průřezu kanálů, dále potom vyhlazení ostrých přechodů, zejména v oblasti ventilového sedla. Úprava úhlu mezi osou sacího kanálu a osou válce vyžaduje jinou konstrukci hlavy válců, tudíž i zvýšené náklady.

7 Závěr

Cílem diplomové práce bylo navrhnout úpravu sacích a výfukových kanálů spalovacího motoru na základě simulací v programu Star-CCM+. Použil jsem metodu reverzního inženýrství, které obsahovalo úpravu skenovaných modelů v programu Gom Inspect a Creo Parametric 1.0. Výsledky simulace jsem zanalyzoval a použil pro návrh úprav kanálů.

V první kapitole této práce jsem se věnoval historii a současnosti automobilového průmyslu, dále potom budoucímu vývoji.

Druhá kapitola obsahuje rozbor současného stavu řešené problematiky, dále řeší spalovacího motoru, jeho fungování, součásti a dělení motorů. Popsal jsem zde také účinnosti spalovacího motoru. V této kapitole se nachází specifikace motoru, u kterého jsem prováděl simulace na sací a výfukové části.

Ve třetí kapitole najdeme rozbor vnitřní aerodynamiky motoru, popis geometrie kanálů a základní pohyby náplně ve válci.

Čtvrtá kapitola obsahuje analýzu průtokových koeficientů, jsou to průtokový koeficient, vírové číslo kanálu, vírový součinitel a hydraulický odpor kanálu. Dále popisují teorii matematického modelování a jednotlivé matematické modely. Kapitola pokračuje přípravou CAD dat k následné úpravě v programu GOM a Creo Parametric 1.0. Po tomto bodu následuje samotná simulace, kterou jsem provedl pro sací a výfukovou část zvlášť a pro otevření ventilů po 1 mm až po maximální otevření 7,5 mm.

V páté kapitole jsem popsal možnosti úprav sacích a výfukových kanálů a navrhnul úpravu těchto částí. Poslední kapitola obsahuje doporučení a zhodnocení práce.

Zdroje

- [1] autor Bc. Martin Paleta
- [2] Virtuální vzdělávání v dopravě. VŠB-Technická univerzita Ostrava. Dostupné z: <http://issuu.com/michdor/docs/m9_text>
- [3] *Spsstavcb.cz* [online]. Dostupné z: <http://www.spsstavcb.cz/download2/633_1172_cs_motory.pdf>
- [4] Technická univerzita v Liberci, Fakulta strojní, Katedra vozidel a motorů, Výměna náplně válce [online]. Dostupné z: <<http://www.kvm.tul.cz/getFile/id:2537>>
- [5] Technická univerzita v Liberci, Fakulta strojní, Katedra vozidel a motorů, Pohonné jednotky II [online]. Dostupné z: <<http://www.kvm.tul.cz/getFile/id:2418>>
- [6] Autovyfuk.cz [online]. Dostupné z: <<http://www.autovyfuk.cz/index.php/vyfukovy-system->>>
- [7] Coptel.coptkm.cz, Variabilní ovládání vačkové hřídele BMW Vanos a Double Vanos [online]. Dostupné z: <<http://coptel.coptkm.cz/reposit.php?action=0&id=43828&revision=-1&instance=4>>
- [8] Hondaclub.cz, Honda VTEC [online]. Dostupné z: <<http://8g.hondaclub.cz/ako-funguje-vtec-v-8g>>
- [9] Technická univerzita v Liberci, Fakulta strojní, Katedra vozidel a motorů, Vnitřní aerodynamika Moc_P1. Dostupné z: <<http://www.kvm.tul.cz/getFile/id:2458>>
- [10] Technická univerzita v Liberci, Fakulta strojní, Katedra vozidel a motorů, Vnitřní aerodynamika Moc_P2. Dostupné z: <<http://www.kvm.tul.cz/getFile/id:2459>>
- [11] Technická univerzita v Liberci, Fakulta strojní, Katedra vozidel a motorů, Vnitřní aerodynamika Moc_P3. Dostupné z: <<http://www.kvm.tul.cz/getFile/id:2460>>
- [12] Autozine.org, Intake and Exhaust Manifold. Dostupné z: <http://www.autozine.org/technical_school/engine/Intake_exhaust.html>
- [13] BEROUN, Stanislav. Vozidlové motory. Technická univerzita v Liberci, Fakulta strojní, Katedra strojů průmyslové dopravy. Dostupné z: <<http://www.kvm.tul.cz/getFile/id:1985>>
- [14] KOZUBKOVÁ, Milada. Modelování proudění tekutin. V Ostravě: Vysoká škola báňská – Technická univerzita, 2008, 140 s. Dostupné z: <<http://www.338.vsb.cz/PDF/Kozubkova-Fluent.pdf>>
- [15] MACEK, Jan. Spalovací motory. V Praze: České vysoké učení technické. 2012, 262 s.